

**DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA LA OPTIMIZACION DE
UN HORNO DE CUBILOTE**

**EMERSON BECERRA SINISTERRA
OSCAR DANIEL FUERTES VIVEROS**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA Y MECANICA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
SANTIAGO DE CALI
2007**

**DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA LA OPTIMIZACION DE
UN HORNO DE CUBILOTE**

**EMERSON BECERRA SINISTERRA
OSCAR DANIEL FUERTES VIVEROS**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero mecánico**

**Director
LEYVER ALZATE
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE OCCIDENTE
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA Y MECANICA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECANICA
SANTIAGO DE CALI
2007**

Nota de aceptación:

Aprobado por el Comité de Grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al título de Ingeniero mecánico.

Ing. HECTOR E. JARAMILLO
Jurado

Ing. ROBERT COOPER
Jurado

Santiago de Cali, 25 de Enero de 2007.

Gracias a nuestros hermanos por el apoyo incondicional que tuvieron, a todos los profesores en general, que dieron lo mejor de cada uno para que seamos buenos profesionales, a todas las personas que conocimos durante esta etapa y a todos los amigos que hicimos y que nunca olvidaremos.

A mi padre Miguel Ángel Becerra y A mi madre Aura Maria Sinisterra por su inquebrantable fortaleza y por haberme transmitido sus experiencias y sentimientos los cuales me han servido más que cualquier otra cosa en este mundo, por darme esa chispa de vida la cual cuidaron con mucho esmero para que el día de hoy pueda ser lo que me he propuesto.

EMERSON BECERRA SINISTERRA

Con mucho cariño a todas las personas que estuvieron a mi lado en esta etapa de mi vida, en especial a mis padres Oscar Fuertes y Amanda Viveros, que junto con mi hermana, han hecho que mi vida sea llena de tranquilidad, apoyándome fielmente en todas las decisiones que tomé durante todo este largo camino. A mis abuelos Guillermo, Esperanza y Humberto que con sus sabios consejos, me motivaron a ser una persona correcta en mis acciones.

OSCAR DANIEL FUERTES VIVEROS

CONTENIDO

	Pág.
GLOSARIO	11
RESUMEN	12
INTRODUCCIÓN	13
1. HORNO DE CUBILOTE	14
2. COMBUSTIBLES	16
1.1 COMBUSTIBLES SÓLIDOS	16
3. COMBUSTIÓN	18
3.1 REACCIONES DE COMBUSTIÓN Y ESTEQUIOMETRIA	18
1.2 OXÍGENO NECESARIO.	18
3.2.1 Exceso de aire	19
4. TRANSFERENCIA DE CALOR	21
4.1 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	21
4.2 CONVECCIÓN	21
4.3 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVA	21
4.3.1 Convección natural	21
4.3.2 Convección forzada	22
4.4 FLUJO FORZADO A TRAVÉS DE TUBOS Y CONDUCTOS	22
4.4.1 Efectos de entrada	24
5. INTERCAMBIADORES DE CALOR	26
5.1 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	26
5.2 TIPOS BÁSICOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	26
5.2.1 Intercambiador de paso simple (1-1)	26
5.2.2 Tipos de flujo	27
5.2.2 Intercambiador de corrientes paralelas en contracorriente (1-2)	28
5.2.3 Intercambiador de flujos cruzados	29
6. CÁLCULOS	30
6.1 CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	35
7. DISEÑO MECÁNICO	49
8. PRESUPUESTO	55
9. ANÁLISIS ECONÓMICO	56
10. CONCLUSIONES	58
11. RECOMENDACIONES	59
BIBLIOGRAFIA	60
ANEXOS	

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Coeficientes K y K_1 para placas planas y elípticas	49

LISTA DE CUADROS

	Pág.
Cuadro 1. Análisis elemental de coque de Cundinamarca	17
Cuadro 2. Correlaciones del numero de Nusselt	25
Cuadro 3. Factor de corrección F	25
Cuadro 4. Presupuesto	55

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Vista esquemática del horno de cubilote	15
Figura 2. Intercambiador simple de tubos concéntricos	26
Figura 3. Intercambiador de carcasa y tubos (1-1) (con mezcla de los fluidos)	27
Figura 4. Distribución de temperaturas en intercambiadores (1-2), función de la disposición de las tuberías	28
Figura 5. Intercambiadores de flujos cruzados	29
Figura 6. Esquema del intercambiador de calor	50

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Planos del intercambiador de calor.	62
Anexo B. Factor de corrección según método DTML para un intercambiador de calor de flujo cruzado de dos pasos por tubos (sin mezclar) y un paso por coraza (mezclado).	72
Anexo C. Factor de fricción f y factor de corrección x para bancos de tubos	73
Anexo D. Tablas de conversión	74
Anexo E. Unidades secundarias del sistema internacional	75
Anexo F. Dimensiones de tuberías comerciales [mm] (norma ASA)	76
Anexo G. Propiedades térmicas del agua	77
Anexo H. Propiedades térmicas de algunos componentes del humo	78
Anexo I. Propiedades térmicas de algunos componentes del humo	79
Anexo J. Propiedades térmicas de algunos componentes del humo	80
Anexo K. Propiedades térmicas del aire	81
Anexo L. Propiedades térmicas de los metales	82

GLOSARIO

AIRE FRÍO: en los hornos de cubilote el aire frío representa el aire que es introducido al interior sin ser precalentado.

AISI: American Iron and Steel Institute.

ANÁLISIS ELEMENTAL O ANÁLISIS ÚLTIMO: descripción porcentual de los elementos que componen un combustible.

ASTM: American Society for Testing and Materials.

BACHE: significa que la producción de un horno es parada por un momento mientras se hace algún procedimiento de fundición. O se espera que el metal llegue a la temperatura de fundición.

TEMA: Tubular Exchanger Manufacturers Association.

RESUMEN

Para esta investigación, se busca ahorrar los costos de producción del horno de cubilote de propiedad de la empresa Metalex S.A. Para tal cometido se plantea como solución el diseño de un intercambiador de calor, que aproveche la energía con la que sale el humo y por medio de un proceso de transferencia de calor llamado convección, se precaliente el aire de entrada, el proceso consiste en llevar el aire que se encuentra a temperatura ambiente que actualmente es la que entra al horno, a una temperatura mayor aproximadamente diez veces, de esta forma se busca cumplir con el objetivo.

La investigación inicia tomando los datos del horno de cubilote, como flujo de combustible, flujo de aire, temperatura del aire de combustión, temperatura de los gases de escape. Se continúa con el cálculo del calor que se puede recuperar y usar en el aire de combustión. Se procede con el cálculo del dimensionamiento del intercambiador de calor teniendo en cuenta las propiedades de los fluidos, de acuerdo a las características de operación, llegando así a determinar el diámetro y espesor de la tubería, número de tubos, arreglo de los tubos, número de pasos, materiales a utilizar, se elige el tipo de soldadura apropiado para el dispositivo de acuerdo a las características de los componentes y del material escogido anteriormente, de igual manera se realiza el proceso para la elección de los materiales de sujeción como son los pernos que sujetan las placas; posteriormente se hacen los planos en Solid Edge.

Finalmente se calculan los costos de construcción del intercambiador de calor, la eficiencia y el ahorro de energía que aportaría el dispositivo, de acuerdo a estos datos se discute si es viable implementar el intercambiador de calor al horno de cubilote.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad en la ciudad de Cali, existen empresas metalúrgicas dedicadas a la fundición de metales ferrosos y no ferrosos. Esta es una industria que cada día se vuelve más competitiva y exigente. La mayoría de estas empresas, por no decir que todas, no tienen procesos que permitan ahorrar costos de producción, haciendo que se vuelvan incompetentes frente a las exigencias que presentan los mercados internacionales, los cuales entrarán a competir con las empresas colombianas, debido a la firma de diferentes tratados comerciales como el TLC y ALCA.

La mayoría de las empresas que funden metales, fabrican piezas de fundición gris (hierro con 20% de carbono), en cuyo proceso de fundición se emplea el horno de cubilote. El calor para fundir el metal, se obtiene de la combustión de coque y oxígeno el cual se inyecta junto al aire que entra al interior al horno por medio de unos ventiladores de alta presión. Los gases productos de la combustión son expulsados por la chimenea hacia el exterior.

Uno de los principales medios, para ahorrar costos de producción, es utilizar la gran cantidad de calor que llevan los gases de escape, para calentar el aire de combustión que entra al interior del horno y de esta manera suministra calor adicional al proceso de fundición del hierro. Para esta operación se usan los intercambiadores de calor.

En esta investigación se tomaron los datos de un horno de cubilote real y se diseñó un intercambiador de calor para este.

Con este diseño se busca aumentar la eficiencia del horno y además proponer alternativas que mejoren la producción en la fundición de metales.

1. HORNO DE CUBILOTE

Los hornos de cubilote son equipos muy económicos y de poco mantenimiento, se utilizan para hacer fundición de hierros colados. Consisten en un tubo de más de 4 metros de longitud las paredes están recubiertas de material refractario y este a su vez esta asegurado por un coraza de acero que lo envuelve (figura. 4). Pueden tener entre 0.8 a 1.4 m de diámetro, se cargan por la parte superior con camas de chatarra de hierro, coque y piedra caliza. Para la combustión del coque se inyecta aire con unos ventiladores de alta presión, este accede al interior por unas toberas ubicadas en la parte inferior del horno. También estos hornos se pueden cargar con pelets de mineral de hierro o pedacearía de arrabio sólido.

Los hornos de cubilote pueden producir colados (metal fundido) de hasta 20 toneladas cada tres horas. El mayor problema de estos hornos es que sus equipos para el control de emisiones contaminantes es más costoso que el propio horno, por ello no se controlan sus emisiones de polvo, este hecho hace que en algunos países no se autorice su operación.

Relativamente fáciles de operar; la operación consiste en colocar en proporciones correspondientes el combustible (coque) y la carga (chatarra y fundentes) en capas alternas de coque y material de carga, repartidos a lo largo del horno, desde la cámara de fundición hasta la puerta de carga. Fig.1. El coque es encendido, para este paso hay varios métodos pero en común es la inyección de aire que se hace por medio de un ventilador de alto caudal (alto flujo de aire en un tiempo definido), esta reacción produce una llama y esta lleva el calor generado por el carbón y el aire, hacia el metal que se encuentra justo encima de la cama de coque hasta alcanzar la temperatura de fusión del hierro que es aproximadamente 1450 °C, este a su vez a medida que aumenta su temperatura va transmitiendo calor a la siguiente capa de coque que se encuentra inmediatamente superior a ella; además este coque también es calentado por los gases que ascienden a través del horno buscando su salida en la parte superior por la chimenea, estos gases son los que realizan la transferencia de calor de la combustión hacia los materiales a fundir. Una vez se ha fundido la primera capa de metal desciende la segunda capa de coque y metal a las que les ocurre el mismo proceso que las anteriores.

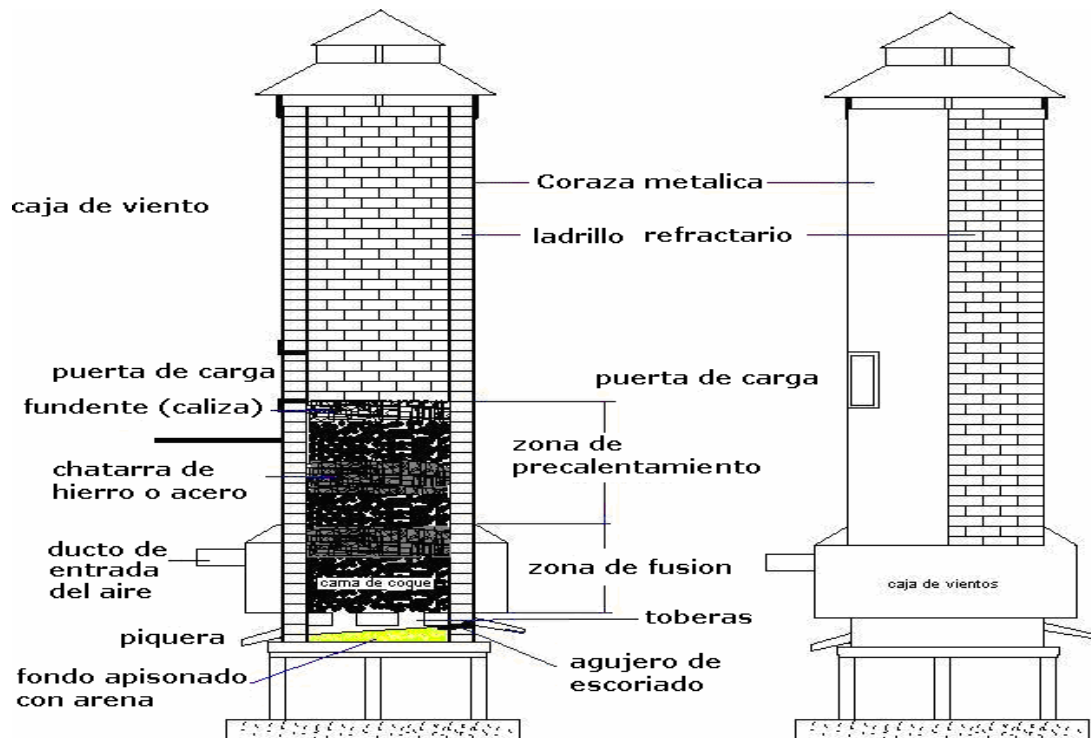
Los hornos de cubilote tienen una gran cantidad de variaciones y adaptaciones pero en esencia funcionan de la misma forma y la única diferencia notable es la composición química del refractario con el que están contruidos, por lo cual los podemos clasificar en Cubilotes básicos y ácidos, esta diferencia reside en la composición del material refractario usado en su construcción, los hornos básicos tienen un revestimiento de ladrillo refractario de dolomía y los ácidos tienen un

revestimiento de ladrillo refractario de caliza. El tipo de revestimiento depende del tipo de hierro que se desea obtener del horno, una vez que se haya pasado por el proceso de fundición.

El horno de cubilote básico se usan en procesos en los que se exige un hierro de bajo contenido de azufre y alto contenido de carbono, la operación de este tipo de hornos es más compleja debido a la cantidad de reacciones químicas que ocurren en el interior de este.

De acuerdo con lo anterior los procesos que no tienen estas restricciones de calidad son llevados a cabo con los hornos de cubilote ácidos ya que su operación no es tan compleja, además los costos de construcción de este tipo de hornos son mucho más baratos.

Figura 1. Vista esquemática del horno de cubilote¹



Fuente: QUIROGA CORREA, Álvaro. Manual de operación del horno de cubilote. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 1984. p. 85.

¹ DUQUE CEDEÑO, Carlos Fernando. Diseño de un sistema de control de emisiones y acondicionamiento del aire en un horno de cubilote. Cali, 2003. p. 20. Tesis de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad del Valle. Facultad de Ingeniería.

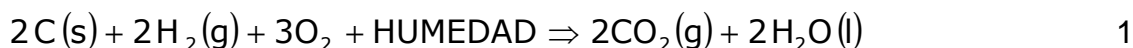
2. COMBUSTIBLES

Sustancias, ricas en C (carbono) y en H (hidrógeno), que al oxidarse violentamente en una reacción química con un agente oxidante (por lo general oxígeno del aire), liberan energía en forma de calor. Las propiedades térmicas que son muy útiles al momento de seleccionarlos son:

✓ Poder calorífico

Es la cantidad de calor desprendido por un combustible al momento de oxidarse violentamente en presencia del aire o de oxígeno. El poder calorífico ha sido caracterizado de dos maneras según sea el estado en el que se encuentra el agua presente en el combustible.

Poder calorífico superior (HHV). Es el calor desprendido en la combustión completa, a presión constante y temperatura de 25° C. el agua presente en estado líquido en el combustible aparece en los productos de la combustión condensada.



Poder calorífico inferior (IHV). Es el calor desprendido en la combustión completa, a presión constante y temperatura de 25° C. el agua se encuentra en forma de vapor después de la combustión.



Los porcentajes de Carbono, hidrógeno y oxígeno presentes en los combustibles sólidos y líquidos, se establece a partir del análisis elemental.

✓ Viscosidad

Propiedad de los fluidos debida al frotamiento de sus moléculas o resistencia que experimenta al movimiento. En los combustibles líquidos es importante conocer esta propiedad por que es parte de los parámetros de selección de los equipos de soplado e inyección de combustible.

1.1 COMBUSTIBLES SÓLIDOS

El carbón (con sus diferentes variantes), la leña (biomasa) y los residuos sólidos, son los representantes típicos de los combustibles sólidos.

El carbono consta principalmente de carbono, hidrógeno y oxígeno en cantidades

variables y nitrógeno en proporciones aproximadamente constantes entre 1.3 y 1.5%, su clasificación se hace con base al análisis elemental o análisis último.

En la actualidad existen tres clasificaciones con amplia aplicación, basadas en el análisis inmediato del carbón: La ASTM que establece su clasificación por el poder calorífico del combustible y la presencia de cenizas en este. La FRB² que cuya clasificación esta basada en el contenido de material volátil, expresado sobre la base de materia seca y exenta de materia mineral, y en el poder coquizante del material limpio y la clasificación Seyler que es la más completa por que tiene en cuenta la composición elemental del combustible (carbono e hidrógeno), material volátil, poder calorífico, índice de hinchamiento y potencia calorífica total.

El análisis último realizado por el ministerio de minas está descrito en el cuadro No. 1. La composición de este coque es muy buena ya que tiene un alto porcentaje de carbono fijo y el porcentaje de cenizas no supera el 10 %. Lo cual proporciona un alto poder calorífico por unidad de masa de coque.

Cuadro 1. Análisis elemental de coque de Cundinamarca³.

Compuesto	%
Carbono	76.35
Hidrógeno	4.84
Azúfre	0.81
Humedad	1.97
Nitrógeno	1.63
Oxígeno	4.59
Cenizas	9.81
Temperatura de ignición	700°C
Poder calorífico	25550KJ /Kg.

Fuente: DUQUE CEDEÑO, Carlos Fernando. Diseño de un sistema de control de emisiones y acondicionamiento del aire en un horno de cubilote. Cali, 2003. p. 32. Tesis de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad del Valle. Facultad de Ingeniería.

² ACERCAR, Manuales de buenas prácticas. [en línea]. Bogotá D.C., 2007. [consultado en enero 2007]. Disponible en Internet:

<http://www.acercar.org.co/industria/manuales/combustion/02proceso.pdf>

³ DUQUE CEDEÑO, Carlos Fernando. Diseño de un sistema de control de emisiones y acondicionamiento del aire en un horno de cubilote. Cali, 2003. p. 32. Tesis de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad del Valle. Facultad de Ingeniería.

3. COMBUSTIÓN

Reacción química de tipo exotérmica, entre un combustible y un comburente (oxígeno que es obtenido del aire), en la cual se forman gases y cenizas.

Los mecanismos de reacción son realmente complejos, además de los productos completamente oxidados; también existen residuos de otros componentes indeseados (contaminantes atmosféricos).

Cuando la reacción de combustión es completa a partir del carbono e hidrógeno, contenidos en los derivados del petróleo se obtiene como productos dióxido de carbono CO_2 y agua H_2O . Por el contrario si la combustión es incompleta adicionalmente tiene lugar la formación de monóxido de carbono CO .

La combustión puede dar lugar a la formación de otros productos de emisión como los óxidos de nitrógeno, sílice y azufre, dependiendo de la composición del combustible que se este usando.

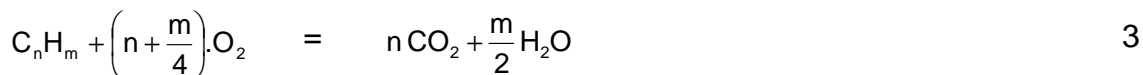
3.1 REACCIONES DE COMBUSTIÓN Y ESTEQUIOMETRIA

La relación que existe entre la masa de combustible que entra al horno y el caudal de aire usado para su combustión es de suma importancia para la correcta operación de fundición en el interior del horno. Si esta relación es adecuada los costos de producción y temperatura del metal son los que se requieren, si esto no es así se presentaran problemas durante la operación de fusión que terminarán afectando el desempeño del horno y se obtendrán piezas metálicas de mala calidad.

Es por eso importante calcular la cantidad de aire necesaria para obtener la máxima combustión posible del combustible.

1.2 OXÍGENO NECESARIO

La reacción de combustión de un hidrocarburo de formula C_nH_m se escribe:



Donde:

n: número de átomos de carbono en la molécula del hidrocarburo

m: número de átomos de hidrógeno en la molécula del hidrocarburo

Lo anterior describe de forma general, la estequiometria para calcular la cantidad de oxígeno requerida para que un Kmol de C_nH_m , reaccione con $(n + \frac{m}{4})$ Kmoles de O_2 , para producir n Kmoles de CO_2 y $\frac{m}{2}$ Kmoles de H_2O .

En los casos de que todas las especies químicas sean gases, la lectura anterior puede repetirse exactamente sustituyendo las palabras Kmol por m^3 .

Como la masa molar del hidrocarburo vale $(12.n + m)$ Kg., la del oxígeno 32 Kg, la del dióxido de carbono 44 y la del agua 18, puede también hacerse la siguiente lectura⁴:

$$\frac{8.(4n + m)}{12n + m} \text{ Kg de } O_2 \quad 4$$

Y produce:

$$\frac{44.n}{12.n + m} \text{ Kg de } CO_2 \text{ y } \frac{9.m}{12n + m} \text{ Kg de } H_2O. \quad 5$$

La reacción de combustión anterior, permite así obtener la cantidad de oxígeno estrictamente necesaria para la combustión de la unidad de combustible, y por eso se designa como oxígeno mínimo (O_{min}). Si este viene aportado por el aire, se designa como aire mínimo (A_{min}) la cantidad de aire seco que lo contiene. Como la proporción de oxígeno en el aire es del 21% en volumen. El volumen de aire mínimo se obtiene multiplicando el volumen del oxígeno mínimo por 4,76.

$$A_{min} = 4,76.O_{min} \quad 6$$

3.2.1 Exceso de aire. La combustión en la práctica, no se realiza con el aire mínimo, para garantizar una óptima combustión se inyecta aire en exceso. La cantidad de aire utilizado se expresa en función del aire mínimo mediante un coeficiente α llamado porcentaje de exceso de aire, tal que:

$$\text{Aire utilizado} = \alpha. (A_{min}) \quad 7$$

⁴ MÁRQUEZ MARTÍNEZ, Manuel. Combustión y quemadores. Barcelona: Marcombo, 1989. p. 25.

Donde:

α : Porcentaje de exceso de aire.

A_{\min} : Aire mínimo a usar para la combustión.

El aire en exceso es por tanto:

$$\alpha = 1 - \frac{A_{\min}}{A_{\text{exceso}}} \quad 8$$

$$A_{\min} = 4,76 \cdot O_{2\min} \cdot m_n^3 / m_n^3 \quad 9$$

En el caso de combustibles sólidos y líquidos, en los que suele partirse de su composición elemental, si las fracciones ponderales de los distintos componentes se representan por C, H, O y S la cantidad de oxígeno mínimo en $m_{(n)}^3$ por kilogramo de combustible viene dada por:

$$O_{\min} = \frac{32}{12} C + 8H + S - O \quad 10$$

En las combustiones estequiométricas completas, los productos de la combustión, son los de reacciones completamente oxidadas (CO_2 , H_2O , SO_2 , etc.) y los inertes (N_2).

La masa de los gases de combustión se calcula así:

$$h_T = \frac{44}{12} C + 9H + 2S + \frac{79}{100} A_{\min} + \text{H}_2\text{O} + \text{N} \quad 11$$

La masa de los gases con exceso de aire se calcula con la siguiente ecuación:

$$h_R = h_T + \alpha A_T \quad 12$$

Donde:

h_R : Masa de humos teórica con exceso de aire.

4. TRANSFERENCIA DE CALOR

4.1 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

En termodinámica el calor se define como la energía que se transfiere debido a gradientes o diferencias de temperatura. De manera consistente con este punto de vista, la termodinámica sólo reconoce dos modos de transferencia de calor: conducción y radiación. Por ejemplo, la transferencia de calor a través de la pared de una tubería de acero se realiza por conducción, mientras que la transferencia de calor del sol a la tierra o a una nave espacial se efectúa por radiación térmica. Estas modalidades de transferencia de calor se producen a escala molecular o subatómica.

4.2 CONVECCIÓN

La convección es el mecanismo por el cual los fluidos (gases y líquidos) transfieren calor entre ellos. Esto es debido a que cuando se calienta un líquido o un gas, su densidad suele disminuir. Si el líquido o gas se encuentra en el campo gravitatorio, el fluido más caliente y menos denso asciende, mientras que el fluido más frío y más denso desciende. Este movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra.

El movimiento del fluido puede ser natural o forzado. Este tipo de movimiento, debido exclusivamente a la no uniformidad de la temperatura del fluido, se denomina convección natural. La convección forzada se logra sometiendo el fluido a un gradiente de presiones, con lo que es forzado su movimiento de acuerdo a las leyes de la mecánica de fluidos.

4.3 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVA

Un fluido que se desplaza transporta energía térmica en virtud de su movimiento, y lo hace con gran eficiencia: los coeficientes de transferencia de calor convectiva que resultan de dicho movimiento pueden llegar a ser muy elevados. Para definir el coeficiente de transferencia de calor, consideramos tres tipos de flujo: (1) un flujo forzado externo, (2) un flujo interno de convección natural y (3) un flujo forzado interno.

4.3.1 Convección natural. Un fluido tiende a elevarse. Esto se debe a la fuerza de empuje producida por la acción conjunta de las diferencias de densidad y el campo gravitatorio terrestre. Cuando aparecen estos flujos se dice que hay convección natural, libre o por empuje. Siempre que un fluido se calienta o enfría

en un campo gravitatorio, existe la posibilidad de que se produzca la convección natural.

4.3.2 Convección forzada. Los flujos forzados pueden ser internos o externos. En un flujo interno por ejemplo en el tubo de un intercambiador de calor, el flujo es forzado por medio de un ventilador si el fluido es un gas, o por medio de una bomba si se trata de un líquido. El flujo externo sobre un modelo dentro de un túnel de viento está forzado por el ventilador del túnel. También puede ocurrir que la superficie se desplace en un fluido estacionario, como en el vuelo de un vehículo supersónico.

4.4 FLUJO FORZADO A TRAVÉS DE TUBOS Y CONDUCTOS

Flujo totalmente desarrollado dentro de tubos de sección circular o tuberías.

Disponemos de algunos resultados analíticos simples para el flujo laminar a una distancia suficientemente grande a la entrada del tubo o tubería, donde el flujo está totalmente desarrollado hidrodinámicamente y presenta el perfil de velocidad parabólico característico de un flujo de poiseuille.

El factor de fricción tiene un valor constante de:

$$f = \frac{64}{Re_D}; Re_D = \frac{GD}{\mu} \quad 13$$

Donde:

D: es el diámetro del tubo.

G: es la velocidad de la masa.

El número de Nusselt tiene un valor constante debido a que la temperatura de la pared es constante y se expresa en forma adimensional:

$$Nu_D = 3.66 \quad 14$$

Por otro lado, si el flujo de calor por unidad de área a través de la pared del tubo es uniforme, por ejemplo si hay una resistencia eléctrica enrollada homogéneamente alrededor del tubo, entonces

$$Nu_D = \frac{48}{11} = 4.364 \quad 15$$

La transmisión de la turbulencia se produce en $Re_D \cong 2300$, aunque la turbulencia no se establece por completo hasta que $Re_D > 10000$. Si la pared del tubo es lisa

$$F = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad 10^4 < Re_D < 5 \times 10^6 \quad 16$$

Una formula sencilla en forma exponencial para el flujo totalmente desarrollado térmicamente dentro de un tubo de paredes lisas con $Pr > 0.5$ es

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4}; \quad Re_D > 10000 \quad 17$$

Que es, en realidad, la ecuación $h_c = 0.023 \frac{V^{0.8} K^{0.6} (\rho c_p)^{0.4}}{D^{0.2} V^{0.4}}$ expresada en forma adimensional. Si se desea obtener resultados más exactos es recomendable usar la fórmula de Gnielinski⁵:

$$Nu_D = \frac{(F/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(F/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}; \quad 3000 < Re_D < 10^6 \quad 18$$

Esta ecuación concuerda con la mayoría de los datos experimentales disponibles dentro de un margen del 20%; el factor de fricción se calcula con la ecuación anterior. Por debajo de $Re_D \cong 10000$ la turbulencia puede hacerse intermitente y esta correlación es menos confiable. Para metales líquidos con números de Prandtl bajos y cuando la temperatura de la pared es uniforme, Notter Y Sleicher⁶ recomiendan la correlación

$$Nu_D = 4.8 + 0.0156 Re_D^{0.85} Pr^{0.93}; \quad 0.004 < Pr < 0.01 \quad 19$$

$$10^4 < Re_D < 10^6$$

⁵ SPANG, Bernhard. Correlations for Convective Heat Transfer. [en línea]. Midlothian, 2007. [consultado en enero de 2007]. Disponible en Internet: <http://www.cheresources.com/convection.shtml>

⁶ Fernandez, Pedro. Transmisión de calor por convección: correlaciones para la convección forzada. [en línea]. España. [consultado en enero de 2007]. Disponible en Internet: <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/IngenieriaTermica/Teoria/PDFs/15.pdf>

Y cuando el flujo de calor por unidad de área en la pared es uniforme,

$$Nu_D = 6.3 + 0.0167 Re_D^{0.85} Pr^{0.93} ; \quad 0.004 \leq Pr \leq 0.01$$

$$10^4 \leq Re_D \leq 10^6$$
20

4.4.1 Efectos de entrada. La fricción y la velocidad de transferencia de calor son, en general, mayores en la región cercana a la entrada de un tubo que en una región lejana corriente abajo, donde los perfiles de velocidad y de temperatura están totalmente desarrollados. La longitud hidrodinámica de entrada L_{ef} se puede definir como la distancia que debe recorrer el fluido para que el factor de fricción disminuya a menos del 15% de su valor totalmente desarrollado F_∞ . Si el flujo es laminar y si el fluido penetra en un tubo por una entrada lisa y redondea, entonces el perfil inicial de velocidad es uniforme y obtenemos

$$\frac{L_{ef}(5\%)}{D} \cong 0.05 Re_D$$
21

Un número de Nusselt medio correspondiente para un tubo de longitud L es

$$\overline{Nu_D} = 3.66 + \frac{0.065(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}} ; \quad Re_D \leq 2300$$
22

Que tiene por asíntota la recta

$$Nu_D = 3.66 \text{ cuando } L/D \rightarrow \infty .$$
23

Las relaciones del número de Nusselt promedio de la tabla son para bancos de tubos con 16 o más filas. También se pueden usar esas correlaciones para bancos de tubos con $N_L < 16$, siempre que se modifiquen como

$$Nu_{D,N_L} = F Nu_D$$
24

Donde F es un factor de corrección cuyos valores se dan en la siguiente tabla. Para $Re_D \geq 1000$, el factor de corrección es independiente del número de Reynolds.

Cuadro 2. Correlaciones del numero de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N > 16$ y $0.7 < Pr < 500$ ⁷

Disposición	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000-2x10⁵	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2x10⁵-2x10⁶	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000-2x10⁵	$Nu_D = 0.35 (S_T / S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2x10⁵-2x10⁶	$Nu_D = 0.031 (S_T / S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Fuente: CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. 2 ed. México DF: Mc Graw Hill, 2003. p. 391.

Una vez que se conoce el número de Nusselt y, por tanto, el coeficiente de transferencia de calor promedio para el banco de tubos completo, se puede determinar la velocidad de la transferencia de calor a partir de la ley de Newton de enfriamiento, mediante una diferencia de temperaturas apropiadas

$\Delta T = T_s - T_m = T_s - \frac{(T_i + T_e)}{2}$, pero, en general, con esto se predecirá la velocidad de la transferencia de calor en exceso.

Cuadro 3. Factor de corrección F que debe usarse en $Nu_{D,N_L} = F Nu_D$ para $N_L < 16$ y $Re_D > 1000$ ⁸

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Fuente: CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. 2 ed. México DF: Mc Graw Hill, 2003. p. 391.

⁷ CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. 2 ed. México DF: Mc Graw Hill, 2003. p. 391.

⁸ Ibíd., p. 391.

5. INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo que facilita la transferencia de calor de una corriente de fluido a otra.

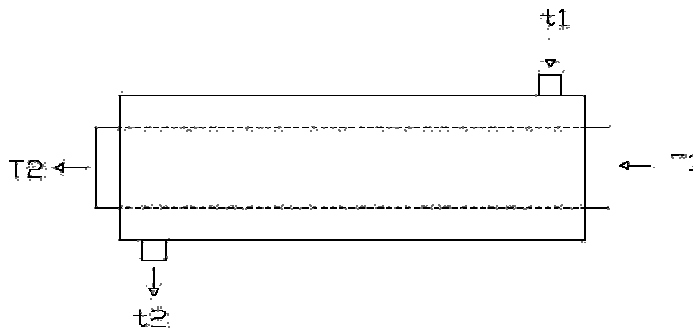
5.1 CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Una importante clasificación de los intercambiadores de calor los divide en intercambiadores de una sola corriente e intercambiadores de dos corrientes. Un intercambiador de una sola corriente es aquel que sólo varía la temperatura de un fluido; ejemplos de estos intercambiadores son muchos tipos de evaporadores y condensadores usados en centrales hidroeléctricas y sistemas de refrigeración. Un intercambiador de dos corrientes es aquel en el que cambia la temperatura de los ambos fluidos; ejemplos de este tipo son los radiadores y los interenfriadores para motores de automóviles, así como los enfriadores de aceite de los motores aeronáuticos.

5.2 TIPOS BÁSICOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son tan importantes y tan ampliamente utilizados en la industria, que su diseño ha experimentado un gran desarrollo, existiendo en la actualidad normas ideadas y aceptadas por TEMA que especifican con detalle los materiales, métodos de construcción, técnicas de diseño y sus dimensiones. El intercambiador de calor más sencillo se compone de un tubo dentro de otro tubo, este montaje de corrientes paralelas funciona, tanto en contracorriente como en equicorriente, circulando el fluido caliente o el frío a través del espacio anular, mientras que el otro fluido circula por la tubería interior.

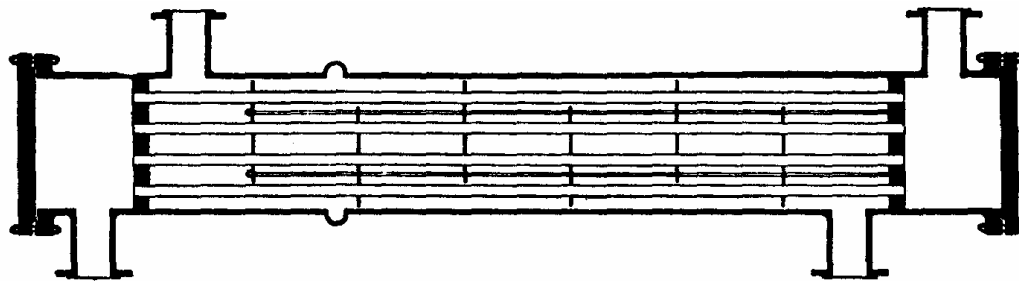
Figura 2. Intercambiador simple de tubos concéntricos



Fuente: Autores

5.2.1 Intercambiador de paso simple (1-1). El intercambiador más sencillo que consta de dos tubos concéntricos, no es adecuado cuando el gasto másico es elevado. Si se utilizan varios tubos concéntricos en paralelo, el peso del material de los tubos que se necesita se haría tan grande, que es mucho más económico el construirlos formando un conjunto de carcasa y tubos, de forma que se utiliza una carcasa común para muchos tubos; éste intercambiador, debido a que funciona con un solo paso de fluido en el lado de la carcasa y un solo paso de fluido en el lado de los tubos se denomina intercambiador 1-1.

Figura 3. Intercambiador de carcasa y tubos (1-1) (con mezcla de los fluidos)⁹



Fuente: KERN, Donald Q. Procesos de transferencia de Calor. New York: McGraw Hill, 1984. p. 164.

En este tipo de intercambiador, uno de los fluidos circula por el interior de los tubos, mientras que el otro fluido se ve forzado a circular entre la carcasa y la parte exterior de los tubos, normalmente a ellos. Cuando las temperaturas TC del fluido del lado caliente y TF del fluido del lado frío son variables de un punto a otro, a medida que el calor va pasando del fluido más caliente al más frío, la velocidad de intercambio térmico entre los fluidos también variará a lo largo del intercambiador, porque su valor depende, en cada sección, de la diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío.

5.2.2 Tipos de flujo

✓ Equicorriente:

En este flujo paralelo, la temperatura final del fluido más frío nunca puede llegar a ser igual a la temperatura de salida del fluido más caliente. Sin embargo, en un flujo en contracorriente, la temperatura final del fluido más frío (que es el que se calienta) puede superar la temperatura de salida del fluido más caliente (que se

⁹ KERN, Donald Q. Procesos de transferencia de Calor. New York: McGraw Hill, 1984. p. 164.

enfria), puesto que existe un gradiente de temperaturas favorable a todo lo largo del intercambiador de calor.

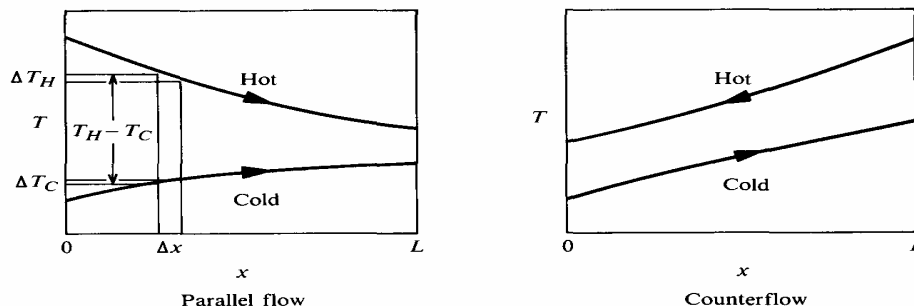
✓ En un intercambiador en contracorriente, los coeficientes de transmisión de calor del lado de la carcasa y del lado de los tubos deben ser del mismo orden de magnitud y ser grandes para obtener un coeficiente global satisfactorio. La velocidad y turbulencia del líquido del lado de la carcasa son tan importantes como las del líquido del lado de los tubos.

5.2.2 Intercambiador de corrientes paralelas en contracorriente (1-2). El flujo en un intercambiador (1-2) es parcialmente en contracorriente y parcialmente en corrientes paralelas. El conjunto de las curvas de temperatura se corresponde con un intercambiador de corrientes paralelas en equicorriente, mientras que en la Figura 4, las curvas de temperatura son para un intercambiador en contracorriente.

En los intercambiadores de paso múltiple se pueden utilizar velocidades más elevadas, tubos más cortos y resolver fácilmente el problema de las expansiones y dilataciones. En este tipo de intercambiadores disminuye la sección libre para el flujo, con lo cual aumenta la velocidad, dando lugar a un incremento del coeficiente de transmisión de calor por convección. Sus principales desventajas se manifiestan en un diseño de intercambiador es más complicado y se incrementan las pérdidas por fricción debido a la mayor velocidad y a la multiplicación de las pérdidas de carga en la entrada y en la salida.

Para un intercambiador de cuatro pasos de tubos, la velocidad media en los tubos es cuatro veces mayor que en un intercambiador de paso simple que tenga el mismo número y tamaño de los tubos y opere con el mismo caudal de líquido.

Figura 4. Distribución de temperaturas en intercambiadores (1-2), función de la disposición de las tuberías¹⁰



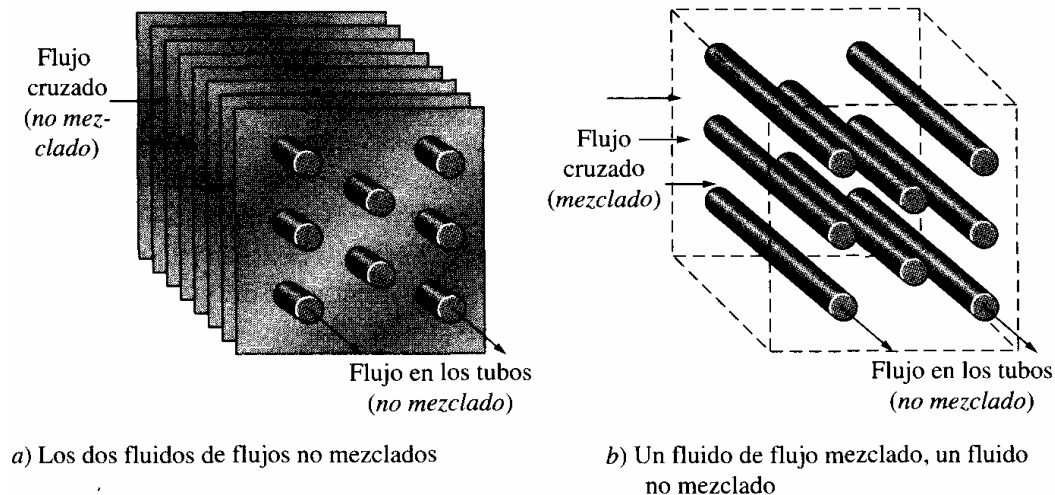
Fuente: MILLS, Anthony F. Transferencia de calor. Los Ángeles: Mc Graw Hill, 1994. 726 P.

¹⁰ MILLS, Anthony F. Transferencia de calor. Los Ángeles: Mc Graw Hill, 1994. p. 726.

5.2.3 Intercambiador de flujos cruzados. En el enfriamiento o calentamiento de gases es interesante utilizar un intercambiador de calor en flujo cruzado, Figura 5, en el que uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, mientras que al otro fluido (gaseoso) se le obliga a circular perpendicularmente al haz de tubos; el flujo del fluido exterior puede realizarse mediante convección forzada o libre; el gas que circula por el exterior de los tubos se considera de tipo de mezcla, mientras que el fluido del interior de los tubos se considera sin mezclar; el flujo del gas exterior es con mezcla porque puede moverse libremente entre los tubos cuando intercambia calor, mientras que el fluido del interior de los tubos está confinado y no puede mezclarse con ningún otro flujo o corriente durante el proceso de intercambio de calor.

En un proyecto de intercambiadores de calor es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar y cuál de los fluidos está mezclado. Es importante también equilibrar los gradientes de temperatura mediante la obtención de coeficientes de transmisión de calor aproximadamente iguales en el interior y en el exterior de los tubos; si esto no se hace así, una de las resistencias térmicas puede ser grande, lo que provocará una caída de temperatura global también grande para una transferencia de calor por unidad de tiempo determinada, lo que exige un equipo mayor, con el consiguiente perjuicio económico.

Figura 5. Intercambiadores de flujos cruzados¹¹



Fuente: CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. 2 ed. México D.F.: Mc Graw Hill, 2003. p. 669.

¹¹ CENGEL, Yunus. Op cit., p. 669.

6. CÁLCULOS

El combustible utilizado es carbón de Cundinamarca, que contiene hidrógeno, oxígeno, y pequeñas cantidades de nitrógeno y azufre. La caracterización de este carbón se describió en el Cuadro 1.

El método más común para calcular la cantidad de carbón a utilizar es el de que por cada kilogramo por hora de material fundido se quema el 12% de carbón, en este caso por 850 Kg_(fe)/h, se queman 102 Kg_(coke)/h.

Cálculo de la cantidad de oxígeno teórico se hace con la ecuación No 10

$$O_T = \frac{32}{12}(0,7635) + 8(0,0484) + 0,0081 - (0,0459)$$

$$O_T = 2,3854 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}_{(\text{comb})}}$$

En el aire seco se tiene que el 20.9% es oxígeno, el 78.1% es nitrógeno, 0.9% es argón, y pequeñas cantidades dióxido de carbono, helio, neón e hidrógeno. Una aproximación es de 79% de Nitrógeno y 21% de oxígeno.

Cálculo del aire teórico con la ecuación 6.

$$A_T = \frac{100}{21}(2,3854)$$

$$A_T = 11,3590 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}_{(\text{comb})}}$$

Cálculo del aire real con las ecuaciones 7, 8, 9

$$A_R = (1 + \alpha)A_T$$

$$A_R = (1 + 0,40)(11,3590)$$

$$A_R = 15,9026 \frac{\text{Kg}_{(\text{Aire})}}{\text{Kg}_{(\text{comb})}}$$

Donde α es el exceso de aire, que para el horno de cubilote es carbón en trozos ($\alpha=40\%$).

Cálculo del humo teórico de la ecuación 11

$$h_T = \frac{44}{12}(0,7635) + 9(0,0484) + 2(0,0081) + 0,0163 + \frac{79}{100}(11.3590) + 0,0197$$

$$h_T = 12.2609 \frac{Kg_{(humo)}}{Kg_{(comb)}}$$

Cálculo del humo real de 12

$$h_R = 12,2609 + (0,4)(11,3590)$$

$$h_R = 16.8045 \frac{Kg_{(humo)}}{Kg_{(comb)}}$$

Flujo másico del combustible

\dot{m}_{Comb} : Para el horno se tiene que, una producción de 800 Kg/h de material fundido, quema 96 Kg/h de carbón, para tener

$$\dot{m}_{Comb} = 0,0267 \frac{Kg_{(comb)}}{s}$$

Flujo másico de aire

$$\dot{m}_A = \dot{m}_{Comb} . A_R$$

25

$$\dot{m}_A = (0.0267).(15.9026)$$

$$\dot{m}_A = 0,4241 \frac{Kg_{(Aire)}}{s}$$

Flujo másico del humo

$$\dot{m}_h = \dot{m}_{\text{Comb}} h_R \quad 26$$

$$\dot{m}_h = (0,02667)(16,8045)$$

$$\dot{m}_h = 0,4487 \frac{\text{Kg}_{(\text{humo})}}{\text{s}}$$

Cálculo de la constante del gas del humo.

Para calcular la constante del humo, se debe hallar el porcentaje de cada uno de los componentes, que resultan del proceso de combustión.

Dióxido de Carbono (CO_2)

$$h(\text{CO}_2) = \frac{44}{12} C \quad 27$$

$$h(\text{CO}_2) = \frac{44}{12} (0,7635)$$

$$h(\text{CO}_2) = 2,7995 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}_{(\text{comb})}}$$

$$\% \text{CO}_2 = \frac{h(\text{CO}_2)}{h_R} 100 \quad 28$$

$$\% \text{CO}_2 = \frac{2,7995}{16,8045} (100)$$

$$\% \text{CO}_2 = 16,6592\%$$

Vapor de agua (H₂O)

$$h(\text{H}_2\text{O})_1 = 9H \quad 29$$

$$h(\text{H}_2\text{O})_1 = (9)(0,0484)$$

$$h(\text{H}_2\text{O})_1 = 0,4356 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}_{(\text{comb})}}$$

$$h(\text{H}_2\text{O}) = H_u + H(\text{H}_2\text{O})_1 \quad 30$$

$$h(\text{H}_2\text{O}) = 0,0197 + 0,4356$$

$$h(\text{H}_2\text{O}) = 0,4553 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}_{(\text{comb})}}$$

$$\% \text{H}_2\text{O} = \frac{h(\text{H}_2\text{O})}{h_R} 100 \quad 31$$

$$\% \text{H}_2\text{O} = \frac{0,4553}{16,8045} (100)$$

$$\% \text{H}_2\text{O} = 2,7094\%$$

Dióxido de azufre (SO₂)

$$h(\text{SO}_2) = 2S \quad 32$$

$$h(\text{SO}_2) = (2)(0,0081)$$

$$h(\text{SO}_2) = 0,0162 \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}_{(\text{comb})}}$$

$$\%SO_2 = \frac{h(SO_2)}{h_R} 100 \quad 33$$

$$\%SO_2 = \frac{0,0162}{16.8045} (100)$$

$$\%SO_2 = 0,0964\%$$

Nitrógeno (N₂)

$$h(N_2) = N + \frac{76,8}{100} A_R \quad 34$$

$$h(N_2) = 0,0163 + \frac{76,8}{100} (15,9026)$$

$$h(N_2) = 12,2295 \frac{Kg}{Kg_{(comb)}}$$

$$\%N_2 = \frac{h(N_2)}{h_R} 100 \quad 35$$

$$\%N_2 = \frac{12,2295}{16,8045} (100)$$

$$\%N_2 = 72,7751\%$$

Oxigeno (O₂)

$$(O_2)_R = A_R \frac{23,2}{100} \quad 36$$

$$(O_2)_R = (15,9027) \frac{23,2}{100}$$

$$(O_2)_R = 3,6894 \frac{Kg}{Kg_{(comb)}}$$

$$h(O_2) = O_R - O_T \quad 37$$

$$h(O_2) = 3,6894 - 2,3854$$

$$h(O_2) = 1,3040 \frac{Kg}{Kg_{(comb)}}$$

$$\%O_2 = \frac{h(O)}{h_R} 100 \quad 38$$

$$\%O_2 = \frac{1,3040}{16,8045} (100)$$

$$\%O_2 = 7,7598\%$$

Cálculo de la constante del humo.

$$R_h = \%CO_2 \frac{8,314}{M(CO_2)} + \%SO_2 \frac{8,314}{M(SO_2)} + \%N_2 \frac{8,314}{M(N_2)} + \%H_2O \frac{8,314}{M(H_2O)} + \%O_2 \frac{8,314}{M(O_2)} \quad 39$$

$$R_h = (16,6592) \frac{8,314}{(44,01)} + (0,0964) \frac{8,314}{(64,06)} + (72,7751) \frac{8,314}{(28,01)} + (2,7094) \frac{8,314}{(18,02)} + (7,7599) \frac{8,314}{(32)}$$

$$R_h = 0,2803 \frac{Kj}{Kg.K}$$

6.1 CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Se elige un intercambiador de flujo cruzado como economizador porque es un modelo con el que se puede trabajar a bajas presiones, es un diseño en el cual el fluido que va por fuera de los tubos no necesita tener el movimiento de los baffles que lleva el intercambiador de coraza y tubos.

Para el cálculo del intercambiador se usará el método de diferencia de temperatura logarítmica media DTML. Este método parte de la variación de las temperaturas T_c y T_f de la corriente caliente y de la corriente fría, respectivamente, a lo largo de los intercambiadores de calor.

El DTML se debe corregir mediante un factor de corrección (R, P) encontrados en el Anexo B.

Temperatura del aire a la entrada

$$(T_A)_o = 34^\circ \text{C} = 307\text{K}$$

Temperatura del humo a la entrada

$$(T_H)_o = 500^\circ \text{C} = 773\text{K}$$

Temperatura del humo a la salida, se asume este valor para evitar la condensación de ácidos presentes en los gases¹², inicialmente se asume 150°C , donde por medio de tanteo y error se llega a la temperatura de $225,1^\circ \text{C}$ para el balance del sistema.

$$(T_H)_f = 225,1^\circ \text{C} = 498,1\text{K}$$

Temperatura media para el humo, se utiliza para calcular todas las propiedades del humo.

$$(T_m)_H = 362,55^\circ \text{C} = 635,55\text{K} \quad \text{Temperatura de trabajo del humo}$$

Si el comportamiento del humo es el de un gas ideal, que va por el lado externo de los tubos.

$$P_v = RT \quad 40$$

$$\rho_h = \frac{P_h}{R_h \cdot (T_m)_h} \quad 41$$

$$\rho_h = \frac{96}{(0.2803)(635,55)}$$

$$\rho_h = 0,532 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Cálculo del calor específico (C_p) del humo.

$$C_{p_h} = R(a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4) \quad 42$$

¹² DUQUE CEDEÑO, Op. cit., p. 30.

$$Cp_h = R_h \left[\begin{aligned} &(\%CO_2(a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4)) + (\%SO_2(a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4)) + \\ &(\%N_2(a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4)) + (\%H_2O(a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4)) + \\ &(\%O_2(a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4)) \end{aligned} \right] \quad 43$$

$$Cp_h = 0.2803 \left[\begin{aligned} &16,6592(2,401 + 8,735 * 10^{-3} T - 6,607 * 10^{-6} T^2 + 2,002 * 10^{-9} T^3) + \\ &0,0964(3,267 + 5,324 * 10^{-3} T + 0,684 * 10^{-6} T^2 - 5,281 * 10^{-9} T^3 + 2,559 * 10^{-12} T^4) + \\ &72,7751(3,675 - 1,208 * 10^{-3} T + 2,324 * 10^{-6} T^2 - 0,632 * 10^{-9} T^3 - 0,226 * 10^{-12} T^4) + \\ &2,7094(4,070 - 1,108 * 10^{-3} T + 4,152 * 10^{-6} T^2 - 2,964 * 10^{-9} T^3 + 0,807 * 10^{-12} T^4) + \\ &7,9978(3,626 - 1,878 * 10^{-3} T + 7,056 * 10^{-6} T^2 - 6,764 * 10^{-9} T^3 + 2,156 * 10^{-12} T^4) \end{aligned} \right]$$

$$Cp_h = 1,092 \frac{KJ}{Kg.K}$$

Numero de Prandtl

$$(Pr)_h = \%CO_2.Pr_{CO_2} + \%SO_2.Pr_{SO_2} + \%N_2.Pr_{N_2} + \%H_2O.Pr_{H_2O} + \%O_2.Pr_{O_2} \quad 44$$

$$(Pr)_h = 0,6764$$

Balance de energía, por el lado del lado caliente (aire).

$$Q = \dot{m}_h Cp_h ((T_h)_o - (T_h)_f) \quad 45$$

$$Q = (0,4487)(1,092)(773 - 498,1)$$

$$Q = 134,696 \frac{Kj}{s}$$

Ya que el fluido caliente va por el lado exterior de los tubos se asume una perdida del 10% en el flujo de calor total, teniendo así:

$$Q = 121,226 \frac{Kj}{s} \quad 46$$

La energía perdida por el fluido caliente es igual a la energía ganada por el fluido frío.

$$Q = \dot{m}_A Cp_A ((T_A)_f - (T_A)_o) \quad 47$$

Se hacen iteraciones hasta encontrar que el valor de la temperatura asumida es igual al valor de la temperatura que resulta de resolver la ecuación.

$$(T_A)_f = \frac{Q_o}{m_A C_{p_A}} + (T_A)_o \quad 48$$

Cálculo del calor específico (Cp) del aire:

$$C_{p_A} = R(a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4) \quad 49$$

$$C_{p_A} = 0,287(3,653 - 1,334 \cdot 10^{-3}T + 3,291 \cdot 10^{-6}T^2 - 1,91 \cdot 10^{-9}T^3 + 0,275 \cdot 10^{-12}T^4) \quad 50$$

$$C_{p_A} = 1,013 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}}$$

Ahora se resuelve:

$$(T_A)_f = \frac{121,226}{(0,4241)(1,013)} + (307)$$

Temperatura del aire a la salida (método de tanteo y error)

$$(T_A)_f = 316,2^\circ \text{C} = 589,2 \text{K}$$

Temperatura media para el aire, se utiliza para efectos de cálculos.

$$(T_m)_A = 175,1^\circ \text{C} = 448,1 \text{K}$$

Para el aire, se trabaja como un gas ideal

$$\rho_A = \frac{P_A}{R_A \cdot (T_m)_A} \quad 51$$

$$\rho_A = \frac{96}{(0,287)(448,1)}$$

$$\rho_A = 0,746 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

El número de Prandtl, se encuentra en el Anexo K.

$$(Pr)_A = 0,69$$

Diferencia de temperatura media logarítmica

$$DTML = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln((\Delta T_1)(\Delta T_2))} \quad 52$$

Donde:

$$\Delta T_1 = (T_h)_f - (T_A)_o$$

$$\Delta T_1 = 498,1 - 307$$

$$\Delta T_1 = 191,1.K$$

$$\Delta T_2 = (T_h)_o - (T_A)_f$$

$$\Delta T_2 = 773 - 589,2$$

$$\Delta T_2 = 183,8.K$$

$$DTML = \frac{183,8 - 191,1}{\ln \frac{183,8}{191,1}}$$

$$DTML = 187.K$$

Para hallar el factor de corrección

$$R = \frac{(T_h)_o - (T_h)_f}{(T_A)_f - (T_A)_o} \quad 53$$

$$R = \frac{773 - 498,1}{589,2 - 307}$$

$$R = 0,974$$

$$P = \frac{(T_A)_f - (T_A)_o}{(T_h)_o - (T_A)_o} \quad 54$$

$$P = \frac{589,2 - 307}{773 - 307}$$

$$P = \frac{589,2 - 307}{773 - 307}$$

$$P = 0,625$$

Con los valores de P y R, en la tabla del Anexo B se halla el factor de corrección.

$$f = 0,934$$

$$\Delta T = (DTML)(f) \quad 55$$

$$\Delta T = (187)(0,934)$$

$$\Delta T = 176.^\circ K$$

$$A_o = \frac{Q}{U_o.DTML} \quad 56$$

$$A_o = \frac{121266}{(2,97)(176)}$$

$$A_o = 232.m^2 \quad \text{Área de transferencia de calor}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_A} + \frac{r_i.Ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{K_m} + \frac{r_i}{h_A r_o} + R_{fA} + R_{fh}} \quad 57$$

Donde:

h_h : Coeficiente de transferencia de calor por convección en los humos.

h_A : Coeficiente de transferencia de calor por convección en el aire.

r_i : Radio interno de la tubería.

r_o : Radio externo de la tubería.

K_m : Coeficiente de conductividad térmica del material de los tubos.

R_{fA} : Resistencia al ensuciamiento del Aire.

R_{fh} : Resistencia al ensuciamiento del humo.

U : Coeficiente global de transferencia de calor.

Se selecciona la tubería de acuerdo al Anexo F, y se tiene que:

Tubos cédula 40.

$$D_{Ext} = 48,260\text{mm}$$

$$D_{int} = 40,894\text{mm}$$

$$t = 3,683\text{mm}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del humo.

$$h_h = \frac{K_h}{D_{Ext}} (Nu)_h \quad 58$$

La conductividad térmica, se calcula de la siguiente forma:

$$(K)_h = \%CO_2 \cdot K_{CO_2} + \%SO_2 \cdot K_{SO_2} + \%N_2 \cdot K_{N_2} + \%H_2O \cdot K_{H_2O} + \%O_2 \cdot K_{O_2} \quad 59$$

$$(K)_h = 0,04625 \frac{W}{m.K}$$

$$(Nu)_h = 1,04(Re)_h^{0,4} (Pr)_h^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad 60$$

Se selecciona a partir del Cuadro 2.

Número de Prandtl en la pared de la tubería, se evalúa a la temperatura media entre las dos temperaturas medias del humo y del aire.

$$(Pr_s) = 0,6832$$

$$(Re)_h = \frac{(\rho_h)(D_{Ext})(Vel_h)}{(\mu_h)} \quad 61$$

$$(\mu)_h = \%CO_2 \cdot \mu_{CO_2} + \%SO_2 \cdot \mu_{SO_2} + \%N_2 \cdot \mu_{N_2} + \%H_2O \cdot \mu_{H_2O} + \%O_2 \cdot \mu_{O_2} \quad 62$$

$$(\mu)_h = 2,88 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s} \quad \text{Viscosidad dinámica}$$

$$(Vel)_h = \left(\frac{\overset{\circ}{V}_h}{A} \right) \quad 63$$

$$\left(\overset{\circ}{V} \right)_h = \frac{\overset{\circ}{m}_h}{\rho_h} \quad 64$$

$$\left(\overset{\circ}{V} \right)_h = \frac{0,4487}{0,532}$$

$$\left(\overset{\circ}{V} \right)_h = 0,843 \frac{m^3}{s} \quad \text{Flujo volumétrico.}$$

Área de entrada por donde circulan los gases.

$$A_h = (L_{SL})(L) \quad 65$$

$$L_{SL} = (Nt_{col})(SL) \quad 66$$

$$SL = 1,08(D_{Ext})$$

$$SL = 1,08(0,04826)$$

$$SL = 0,05212.m \quad \text{Paso entre tubos}$$

$$L_{SL} = (30)(0,05212)$$

$$L_{SL} = 1,5636.m \quad \text{Longitud del intercambiador de calor en el eje x según figura 6.}$$

$$A_h = (1,5636)(3)$$

$$A_h = 4,691.m^2$$

$$(Vel)_h = \left(\frac{0,843}{4,691} \right)$$

$$(Vel)_h = 0,180.\frac{m}{s} \quad \text{Velocidad del humo}$$

En la ecuación 61.

$$(Re)_h = \frac{(0,532)(0,04826)(0,180)}{(2,88 \times 10^{-5})}$$

$$(Re)_h = 160,3$$

En la ecuación 60.

$$(Nu)_h = 1,04(160,3)^{0,4} (0,6764)^{0,36} \left(\frac{0,6764}{0,6832} \right)^{0,25}$$

$$(Nu)_h = 6,867$$

En la ecuación 58.

$$h_h = \frac{0,04625}{0,04826} (6,867)$$

$$h_h = 6,581 \frac{W}{m^2K} \quad \text{Coeficiente de transferencia de calor del humo.}$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor del aire.

$$h_A = \frac{K_A}{D_{Int}} (Nu)_A \quad 67$$

$$(K)_A = 0,0370 \frac{W}{m.K}$$

$$D_{int} = 0,040894.m$$

$$(Nu)_A = 4,364 + \frac{0,0668 \left((Re)_A (Pr)_A \left(\frac{D_{Int}}{L} \right) \right)}{1 + \left[0,04 \left((Re)_A (Pr)_A \left(\frac{D_{Int}}{L} \right) \right)^{2/3} \right]} \quad 68$$

$$(Re)_A = \frac{(\rho_A)(D_{Int})(Vel_A)}{(\mu_A)} \quad 69$$

Para flujos internos, $\rho.Vel [Kg/m.s]$ se toma como la velocidad de masa por unidad de sección $G = \dot{m}/A$, donde \dot{m} , es la velocidad de flujo de masa y A es el área de la sección transversal de flujo¹³.

$$(Re)_A = \frac{D_{Int} G_A}{\mu_A} \quad 70$$

$$(\mu)_A = 2,51 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}$$

$$G_A = \frac{\dot{m}_A}{A_A} \quad 71$$

¹³ MILLS, Anthony F. Op cit., p. 262.

$$A_{1T} = \frac{\pi}{4} (D_{int})^2$$

72

$$A_{1T} = \frac{\pi}{4} (0,040894)^2$$

$$A_{1T} = 1,313 \times 10^{-3} \cdot m^2 \quad \text{Área de flujo de un tubo.}$$

$$A_T = (A_{1T})(N_{TP})$$

73

$$A_T = (1,313 \times 10^{-3})(255)$$

$$A_T = 3,35 \times 10^{-1} \cdot m^2 \quad \text{Área de flujo total para 255 tubos.}$$

$$G_A = \frac{0,4241}{3,35 \times 10^{-1}}$$

$$G_A = 1,266 \frac{Kg}{m^2 s}$$

$$(Re)_A = \frac{(0,040894)(1,266)}{(2,51 \times 10^{-5})}$$

$$(Re)_A = 2063$$

$$(Nu)_A = 4,364 + \frac{0,0668 \left((2063)(0,69) \left(\frac{0,040894}{3} \right) \right)}{1 + \left[0,04 \left((2063)(0,69) \left(\frac{0,040894}{3} \right) \right)^{\frac{2}{3}} \right]}$$

$$(Nu)_A = 5,370$$

$$h_A = \frac{0,0370}{0,040894} (5,370)$$

$$h_A = 4,858 \frac{W}{m^2 K}$$

El material de los tubos es Acero inoxidable AISI 304.

$$K_c = 13,25 \frac{W}{m.K}$$

A continuación se calcula el coeficiente de transferencia térmica global con la ecuación 57.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{4,858} + \frac{0,020447 \cdot \ln\left(\frac{0,02413}{0,020447}\right)}{13,25} + \frac{0,020447}{(6,581)(0,02413)} + 0,00176 + 0,00018}$$

$$U = 2,97 \frac{W}{m^2K} \quad \text{Coeficiente global de transferencia de calor para este sistema.}$$

Este valor debe ser igual al valor que se asume en la ecuación 56.

3. Caídas de presión

Dentro de los tubos

$$(\Delta P)_d = f \frac{L}{d_{int}} \rho \frac{vel^2}{2g_c} \quad 74$$

Donde:

$(\Delta P)_d$: Caída de presión.

f : Coeficiente de fricción

g_c : Factor de conversión $g_c = 1 \frac{Kg.m}{N.s^2}$

$$f = \frac{64}{(Re)_A} \quad 75$$

$$f = \frac{64}{2063}$$

$$f = 0,0310$$

$$(\Delta P)_d = \frac{(0,0310)(3)(0,759)(1,668)^2}{(0,040894)(2)(1)}$$

$$(\Delta P)_d = 2,40.Pa$$

Fuera de los tubos

$$(\Delta P)_f = N_{TF} \cdot f \cdot x \frac{\rho \cdot V_{max}^2}{2} \quad 76$$

Donde N_{TF} , es el número de filas, f es el factor de fricción y x el factor de corrección, ambos se hallan en tablas. (Ver Anexo C.)

$$(\Delta P)_f = (17)(0,7)(1) \frac{(0,532)(0,180)^2}{2}$$

$$(\Delta P)_f = 0,103.Pa$$

4. Eficiencia

$$C_{min} = C_A = m_A \cdot CP_A \quad \text{Razón de capacidad calorífica del aire} \quad 77$$

$$C_{min} = (0,4241)(1,013)$$

$$C_{min} = 429,61 \frac{W}{K}$$

$$C_{max} = C_h = m_h \cdot CP_h \quad \text{Razón de capacidad calorífica del humo} \quad 78$$

$$C_{max} = (0,4487)(1,092)$$

$$C_{max} = 489,98 \frac{W}{K}$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad \text{Relación de capacidades.} \quad 79$$

$$C = \frac{429,61}{489,98}$$

$$C = 0,8767$$

$$\varepsilon = \frac{C_c ((T_h)_o - (T_h)_f)}{C_{\min} ((T_h)_o - (T_A)_o)} \quad \text{Eficiencia} \quad 80$$

$$\varepsilon = \frac{489,98((773) - (498,1))}{429,61((773) - (307))}$$

$\varepsilon = 0,672$ El equipo es eficiente en un 67,2%, ésta eficiencia del intercambiador de calor incrementa la eficiencia del horno; este incremento se traduce en menos combustible por quemar, por lo tanto menos gastos por parte de la empresa en la compra de carbón.

$$NUT = \frac{U.A}{C_{\min}} \quad 81$$

$$NUT = \frac{(2,97)(232)}{(429,61)}$$

$$NUT = 1,604 \quad \text{Numero de unidades transferidas.}$$

7. DISEÑO MECÁNICO

El análisis de las placas planas sujetas a cargas laterales es muy complicado por que las placas se flexionan en todos los planos verticales. Por eso se han logrado deducciones matemáticas estrictas solo en algunos casos especiales. La mayor parte de las formulas disponibles contienen cierto empirismo racional. Las placas pueden clasificarse en 1) placas gruesas, en que es importante el esfuerzo cortante transversal; 2) placas de espesor promedio, en que predomina el esfuerzo por flexión; 3) placas delgadas, que dependen parte de la tracción directa, y 4) membranas, que se sujetan solo a tracción directa. Sin embargo, no existen líneas exactas de demarcación. Las formulas de placas planas dadas se aplica principalmente a las placas de espesor promedio, de espesor constante, con carga simétrica. En el análisis matemático, no se toma en cuenta en general la distribución de esfuerzos, a causa de la ligera fluencia local. Puesto que esta fluencia, sobre todo en materiales dúctiles, es benéfica, las formulas generalmente yerran hacia el lado de la seguridad. Los esfuerzos máximos se calculan

$$\text{mediante}^{14}: \sigma_M = K \frac{P \cdot r^2}{t^2} \quad 82$$

El factor K se da en la Tabla 1, R es un lado de la placa, y t es el espesor de la placa.

Tabla 1. Coeficientes K y K_1 para placas planas y elípticas

R/r	1.0		1.5		2.0		3.0		4.0	
Caso	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1	k	k_1
16	0.287	0.0443	0.487	0.0843	0.610	0.1106	0.713	0.1336	0.741	0.1400
17	0.308	0.0138	0.454	0.0240	0.497	0.0277	0.500	0.028	0.500	0.028
18	0.672	0.140	0.768	0.160	0.792	0.165	0.798	0.166	0.800	0.166
19	0.500	0.030	0.670	0.070	0.730	0.101	0.750	0.132	0.750	0.139
20	0.418	0.0209	0.626	0.0582	0.715	0.0987	0.750	0.1276	0.750	
21*	0.418	0.0216	0.490	0.0270	0.497	0.0284	0.500	0.0284	0.500	0.0284
22	0.160	0.0221	0.260	0.0421	0.320	0.0553	0.370	0.0668	0.380	0.0700
23*	0.160	0.0220	0.260	0.0436	0.340	0.0592	0.430	0.0772	0.490	0.0908
24	1.24	0.70	1.92	1.26	2.26	1.58	2.60	1.88	2.78	2.02
25	0.75	0.171	1.34	0.304	1.63	0.379	1.84	0.419	1.90	0.431

*La razón de longitudes es r/R en los casos 21 y 23.

Fuente: BAUMEISTER, Theodore; AVALLONE, Eugene A. y BAUMEISTER III, Theodore. Marks Manual del Ingeniero Mecánico. 8 ed. en español. New York: Mc Graw Hill, 1979. p. 5.52

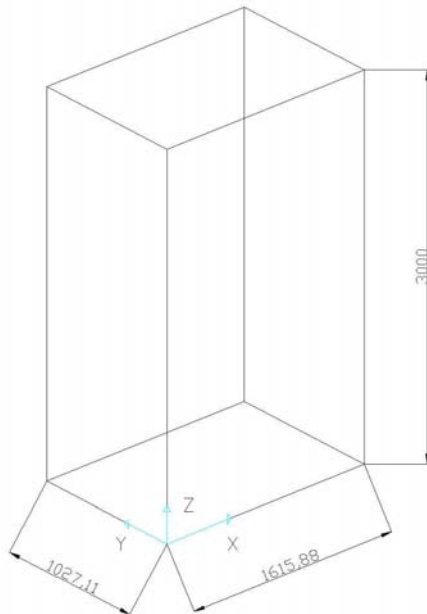
¹⁴ BAUMEISTER, Theodore; AVALLONE, Eugene A. y BAUMEISTER III, Theodore. Marks Manual del Ingeniero Mecánico. 8 ed. en español. New York: Mc Graw Hill, 1979. p. 5.51.

$$y_M = k_1 \frac{P.r^4}{Et^3}$$

83

Donde y_M es la deformación de la placa y el factor k_1 también está dado en la tabla 1.

Figura 6. Esquema del intercambiador de calor



Fuente: Autores.

$$L_{Sn}=1,027m$$

$$L_{SL}=1,616m$$

$$L=3m$$

$$t=0,00635m$$

La placa 1, se considera en el plano YZ del esquema.

La placa 2, se considera en el plano XZ del esquema.

La placa 3, se considera en el plano XY del esquema.

$$(\sigma_M)_1 = 0,5 \frac{(0,1)(1,027)^2}{(0,00635)^2} = 1308Pa$$

$$(\sigma_M)_2 = 0,48 \frac{(0,1)(1,616)^2}{(0,00635)^2} = 3109Pa$$

$$(\sigma_M)_3 = 0,463 \frac{(0,1)(1,027)^2}{(0,00635)^2} = 1211Pa$$

$$(y_M)_1 = (0,028) \frac{(0,1)(1,027)^4}{(189,1 \times 10^9)(0.00635)^3} = 6,42 \times 10^{-8} \text{ m}$$

$$(y_M)_2 = (0,026) \frac{(0,1)(1,616)^4}{(189,1 \times 10^9)(0.00635)^3} = 3,66 \times 10^{-7} \text{ m}$$

$$(y_M)_1 = (0,025) \frac{(0,1)(1,027)^4}{(189,1 \times 10^9)(0.00635)^3} = 5,74 \times 10^{-8} \text{ m}$$

El valor de S_y disminuye en 1% por cada 5°C de aumento en la temperatura. Esta condición para un rango de temperaturas de 200°C a 500°C¹⁵.

$$n = \frac{(T_{\max}) - (T_{\min})}{5} 1\% \quad 84$$

$$n = \frac{500 - 200}{5} 1\%$$

$n = 60\%$ El valor de S_y , disminuye en un 60%, es decir que el valor de el esfuerzo de fluencia es $0.4S_y$

$$S_y = (0,4)(241 \text{ MPa})$$

$$S_y = 96,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{S_y}{N}, \text{ donde el factor de seguridad } N = 1,5$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{96,4}{1,5}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = 64,27 \text{ MPa}$$

El esfuerzo máximo esta por debajo del esfuerzo admisible, con esto se asegura que el sistema trabaja bajo condiciones óptimas y no sobrepasara sus límites.

Deformación en las placas

¹⁵ DUQUE CEDEÑO, Op. cit., p. 53.

$$\Delta L = (\Delta T)(\delta)(L) \quad 85$$

$$\Delta L = (300.C - 34.C) \left(16,9 \times 10^{-6} \frac{1}{C} \right) (3.m)$$

$$\Delta L = 0,013.m$$

Para hallar el peso de la coraza

$$\rho_{Acero} = \frac{m_{Acero}}{V_{Acero}} \quad 86$$

Volumen ocupado por todos los tubos

$$V_{tubos} = (\pi)(D_{Ext})(L)(t)(N_T) \quad 87$$

$$V_{tubos} = (\pi)(0,04826)(3)(0,00635)(510)$$

$$V_{tubos} = 1,473m^3$$

Volumen ocupado por las paredes del intercambiador.

Según datos de la figura 6

$$V_{paredes} = (L)(t)(L_{SL}) + (L)(t)(L_{SN}) \quad 88$$

$$V_{paredes} = 2(3)(0,00635)(1,616) + 2(3)(0,00635)(1,027)$$

$$V_{paredes} = 0,1.m^3$$

Volumen ocupado por los cabezales del intercambiador.

Según plano N° 7, el volumen del cabezal inferior es

$$V_{cabezal} = (0,3)(1,616)(0,00635) + (0,3)(1,027)(0,00635) + (1,815)(1,226)(0,00635) + (1,735)(1,158)(0,00635) \quad 89$$

$$V_{cabezal} = 0,025.m^3$$

Como son dos cabezales entonces

$$V_{\text{cabezal}} = 0,05.m^3$$

Volumen total del acero.

$$V_{\text{Acero}} = V_{\text{tubos}} + V_{\text{paredes}} + V_{\text{cabezal}} \quad 90$$

$$V_{\text{Acero}} = (1,473) + (0,1) + (0,05)$$

$$V_{\text{Acero}} = 1,623.m^3$$

La masa del acero:

$$m_{\text{Acero}} = (\rho_{\text{Acero}})(V_{\text{Acero}}) \quad 91$$

$$m_{\text{Acero}} = (7800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3})(1,623\text{m}^3)$$

$$m_{\text{Acero}} = 12659,4.\text{Kg}$$

Peso del acero

$$w_{\text{Acero}} = m_{\text{Acero}} \cdot g \quad 92$$

$$w_{\text{Acero}} = (12659,4)(9,81)$$

$$w_{\text{Acero}} = 124189.\text{N}$$

Selección del perno

Se selecciona SAE grado 5, 1" -8UNC

$$S_p = 85000.\text{psi} \quad S_y = 92000.\text{psi} \quad E = 30.\text{Mpsi}^{16}$$

¹⁶ NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Naucalpan: Prentice Hall, 1999. p. 914.

Selección de la soldadura

Soldadura Inoxidable E 308L-16

$$S_y = 75500.\text{psi}^{17}$$

Se necesitan 28 metros lineales de soldadura y se sabe que cada kilogramo de soldadura puede soldar¹⁸ 30 cm. lineales entre dos objetos, de tal manera que se necesitan 95 Kg de soldadura para el equipo.

¹⁷ Catalogo de referencia Limarosta 304 [en línea]. Cleveland: Lincoln Electric, 2007. [consultado 03 de enero 2007]. Disponible en Internet:

<http://content.lincolnelectric.com/es/pdfs/products/literature/LIMAROSTA304LES.pdf>

¹⁸ ENTREVISTA con Leyver Alzate López, Ingeniero Mecánico. Cali. 10 de Noviembre de 2006.

8. PRESUPUESTO

Cuadro 4. Presupuesto

Cant	Descripción	Vr Unitario	Vr Total
255	Tubo de acero inoxidable 304 Ø 1 1/2"x6m	\$ 68.020	\$17'346.120
1	Lamina acero inoxidable 304 1,52m x 3,5 m x 6,35 mm	\$2'762.000	\$ 2'762.000
1	Lamina acero inoxidable 304 1,52m x 6 m x 6,35 mm	\$5'524.000	\$ 5'524.000
48	Tornillo Ø 1" x 1" + tuercas y arandelas	\$ 2.200	\$ 105.600
95	Kg. Eutectrode 54L NG Ø 3/32" punto dorado	\$ 39.000	\$ 3'705.000
1	Mano de obra y procesos	\$5'000.000	\$ 5'000.000
		TOTAL	\$34'442.720

Nota: Este valor no incluye IVA.

Fuente: Autores.

9. ANÁLISIS ECONÓMICO

Ahora se calcula el ahorro potencial en combustible que generaría la instalación del economizador de calor.

El horno funde $850 \frac{\text{Kg}_{\text{Fe}}}{\text{h}}$.

El consumo de combustible del horno es de $102 \frac{\text{Kg}_{\text{coque}}}{\text{h}}$.

Costo de 1 Kg. de coque = \$230. Kg_{coque}

El economizador suministra (ecuación 46): $121\,266 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$ en una hora el dispositivo suministra 436 557 600 KJ el horno trabaja 5 horas diarias 3 días a la semana.

En una jornada de 5 horas el economizador suministraría:
2 182 788 000 KJ/jornada.

Operando 3 días a la semana el suministro de energía es de:
 $6548364000 \frac{\text{KJ}}{\text{semana}}$ el año tiene 52 semanas. Entonces el suministro de calor por años es de $340\,514\,928\,000 \frac{\text{KJ}}{\text{año}}$.

Ahora se hace el cálculo del ahorro económico que proporcionaría el economizador:

Poder calorífico del coque (tabla 1): $25550 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}_{\text{COQUE}}}$.

$$\frac{340514928000 \frac{\text{KJ}}{\text{año}}}{25550 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}_{\text{COQUE}}}} = 13327394 \frac{\text{Kg}_{\text{COQUE}}}{\text{año}} * 230 \frac{\text{Pesos}}{\text{Kg}_{\text{COQUE}}} = 3065300722 \frac{\text{Pesos}}{\text{año}}$$

El intercambiador cuesta \$34442720, el tiempo de retorno de la inversión es de:

$$\text{Tiempo de retorno} = \frac{34442720 \text{ Pesos}}{3065300722 \frac{\text{Pesos}}{\text{año}}} = 0,01 \text{ años}$$

10. CONCLUSIONES

Con el precalentamiento del aire de combustión, se incrementa la eficiencia del horno; este incremento se traduce en menos combustible por quemar, por lo tanto menos gastos por parte de la empresa en la compra de carbón.

Se debe tener en cuenta la posición de entrada y salida tanto del humo como del aire por que tienen un diferencial de temperatura bastante alto y se podría tener desperdicios de energía.

El economizador diseñado es eficiente en un 60%, por las dimensiones en el diseño el costo del intercambiador es alto, sería rentable implementarlo ya que la inversión se recuperaría a corto plazo.

11. RECOMENDACIONES

Se deben implementar jornadas de trabajo mas extendidas, para aprovechar al máximo la incorporación de este dispositivo en la empresa.

BIBLIOGRAFIA

Manuales de buenas prácticas de ACERCAR [en línea]. Bogotá D.C: Ventanilla de Asistencia Técnica Industrial, 2007. [consultado 03 de enero 2007]. Disponible en Internet:

<http://www.acercar.org.co/industria/manuales/combustion/02proceso.pdf>

BAUMEISTER, Theodore; AVALLONE, Eugene A. y BAUMEISTER III, Theodore. Marks Manual del Ingeniero Mecánico. 8 ed. en español. New York: Mc Graw Hill, 1979. 1100 p.

CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor. 2 ed. México DF: Mc Graw Hill, 2003. 932 p.

DUQUE CEDEÑO, Carlos Fernando. Diseño de un sistema de control de emisiones y acondicionamiento del aire en un horno de cubilote. Cali, 2003. 153 p. Tesis de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad del Valle. Facultad de Ingeniería.

ENTREVISTA con Leyver Alzate López, Ingeniero Mecánico. Cali. 10 de Noviembre de 2006.

Fernandez, Pedro. Transmisión de calor por convección: correlaciones para la convección forzada [en línea]. España: [consultado 03 de enero de 2007]. Disponible en Internet: <http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/IngenieriaTermica/Teoria/PDFs/15.pdf>

JONES, J.B., DUGAN, R.E. Ingeniería Termodinámica. Naucalpan: Prentice Hall, 1997. 1000 p.

KERN, Donald Q. Procesos de transferencia de Calor. New York: McGraw Hill, 1984. 980 p.

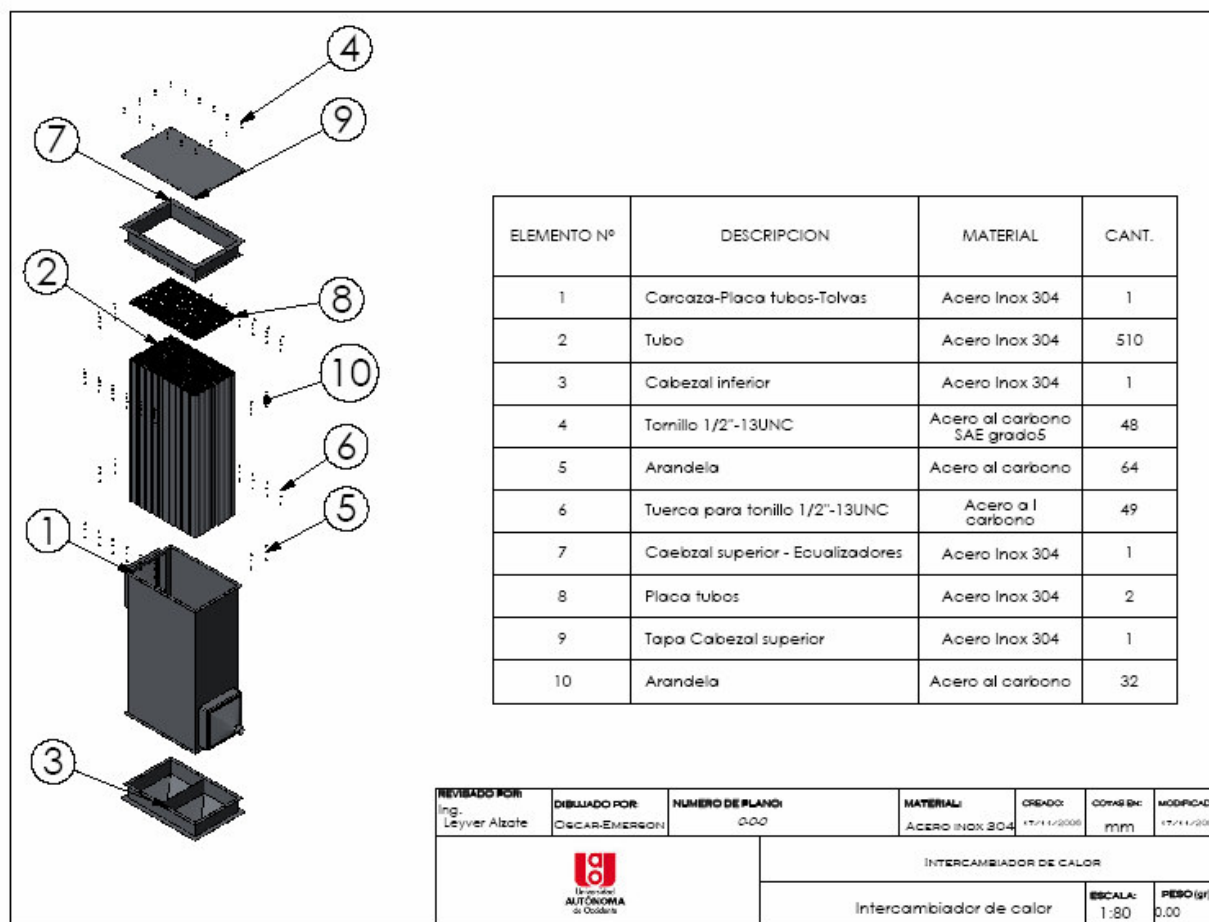
KREITH, Frank; BOHN, Marks. Principios de transferencia de calor. 6 ed. Denver: Thompson Learning, 2001. 6752 p.

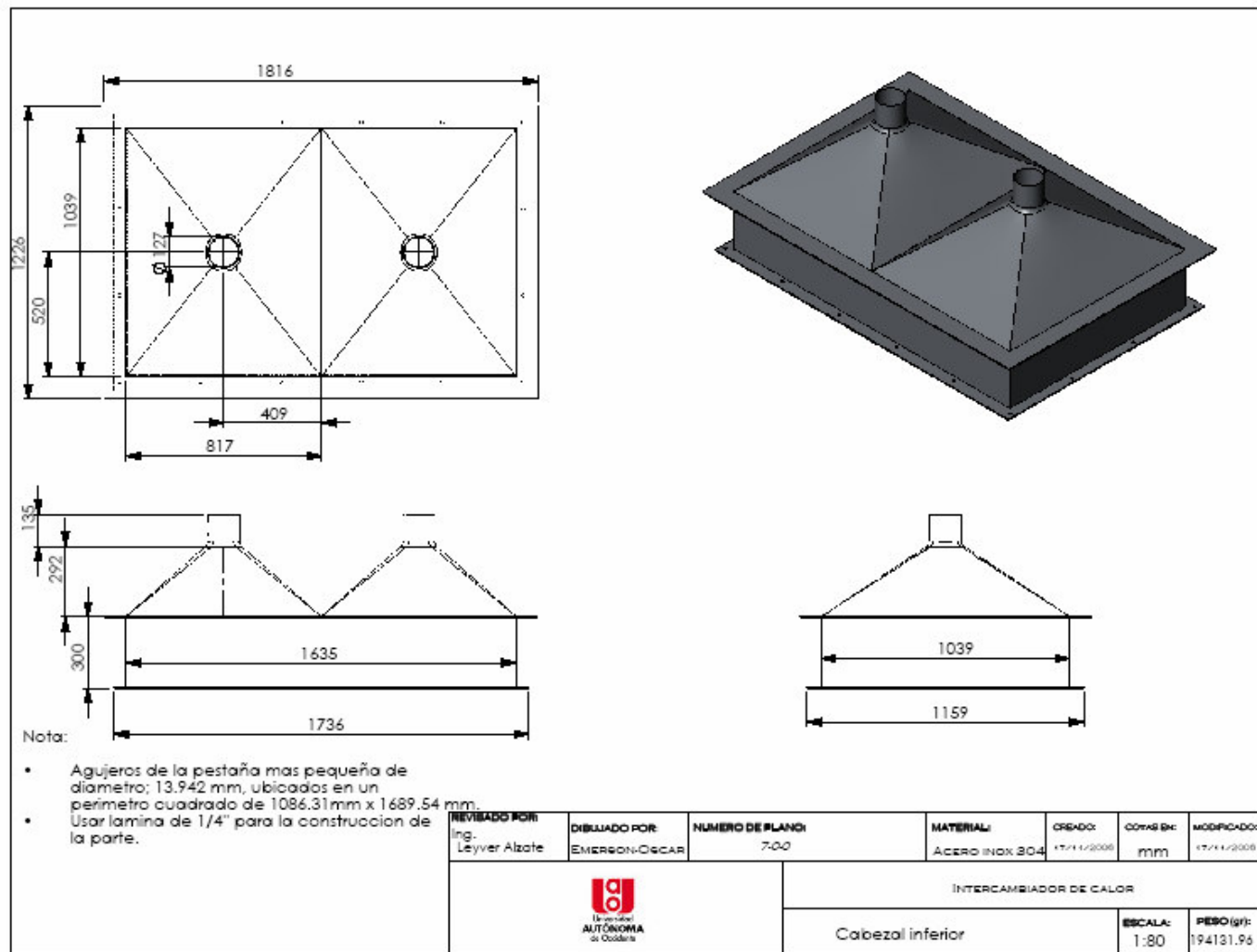
MÁRQUEZ MARTÍNEZ, Manuel. Combustión y quemadores. Barcelona: Marcombo, 1989. 121 p.

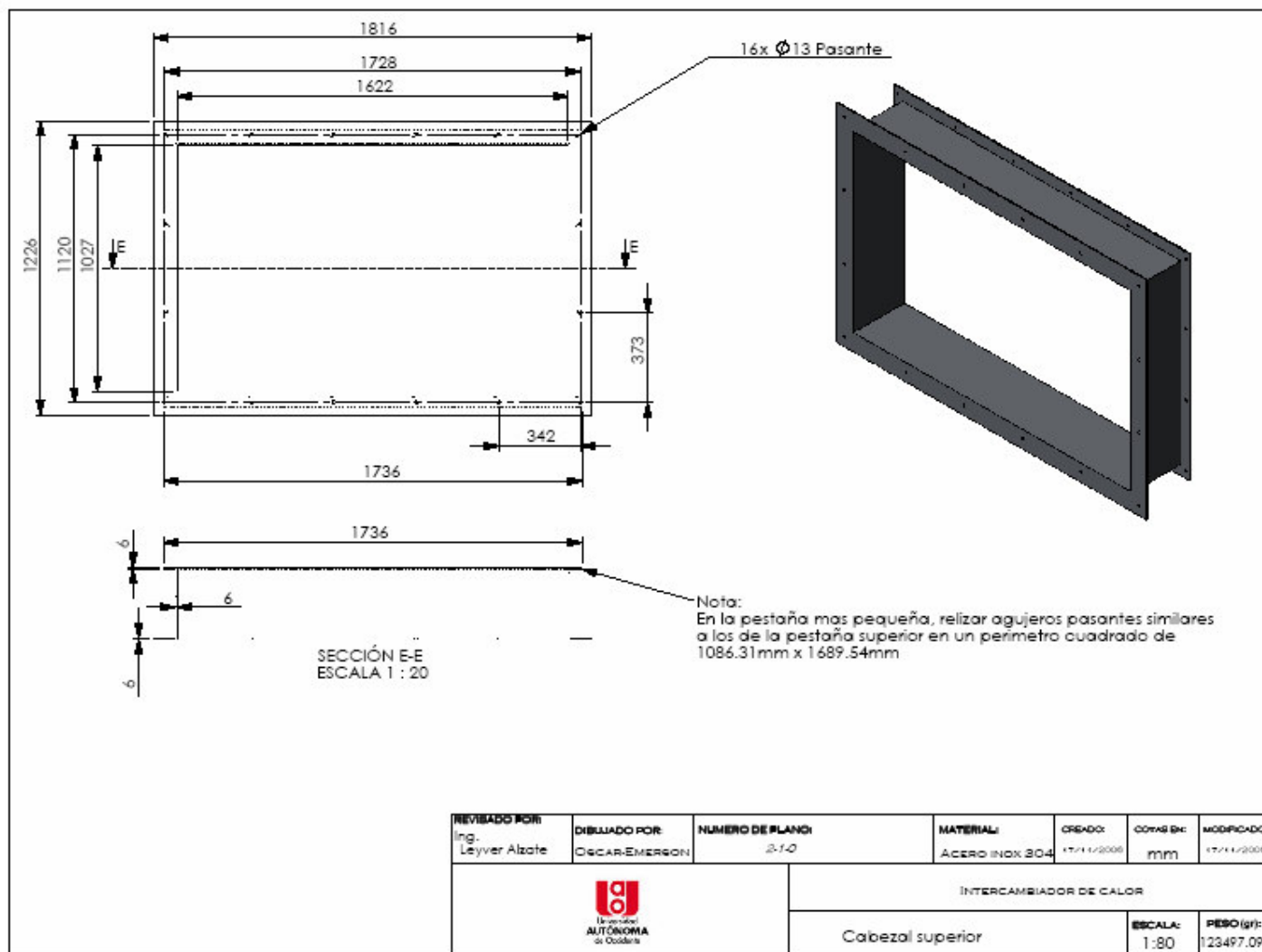
Catalogo de referencia Limarosta 304 [en línea]. Cleveland: Lincoln Electric, 2007. [consultado 03 de enero 2007]. Disponible en Internet: <http://content.lincolnelectric.com/es/pdfs/products/literature/LIMAROSTA304LES.pdf>

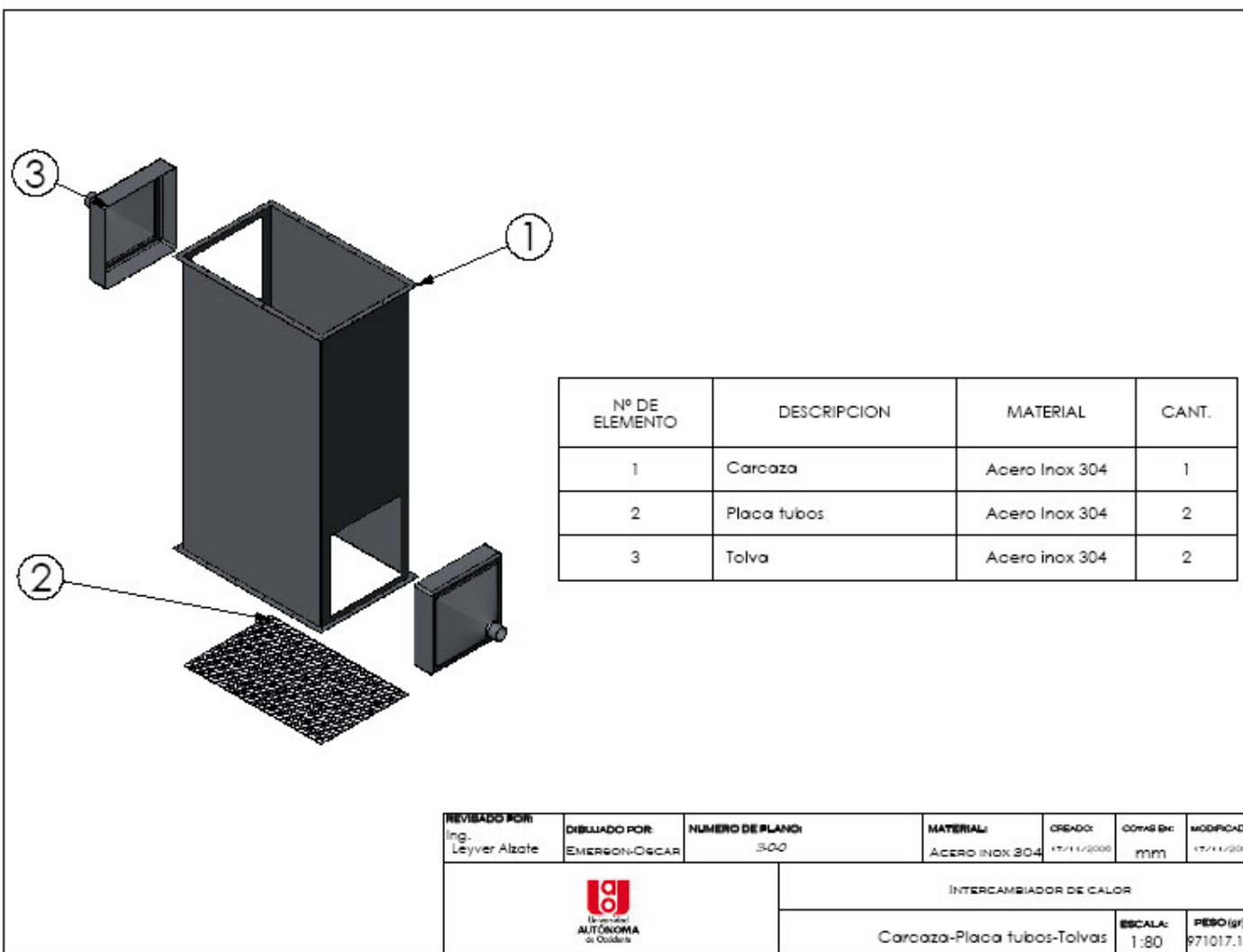
- MILLS, Anthony . Transferencia de calor. Los Ángeles: Mc Graw Hill, 1994. 932 p.
- NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. Naucalpan: Prentice Hall, 1999. 1048 p.
- PITTS, Donald R; SISSOM, Leighton E. Teoría y problemas de transferencia de calor. Tennessee: Mc Graw Hill, 1979. 325 p.
- SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles R. Mechanical Engineering Desing. 6 ed. New York: McGraw Hill, 2001. 1248 p.
- SPANG, Bernhard. Correlations for Convective Heat Transfer [en línea]. Midlothian: The Chemical Engineers Resource page, 2007. [consultado 04 de enero 2007]. Disponible en Internet:
<http://www.cheresources.com/convection.shtml>

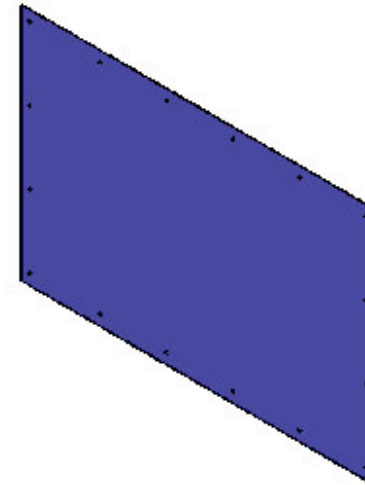
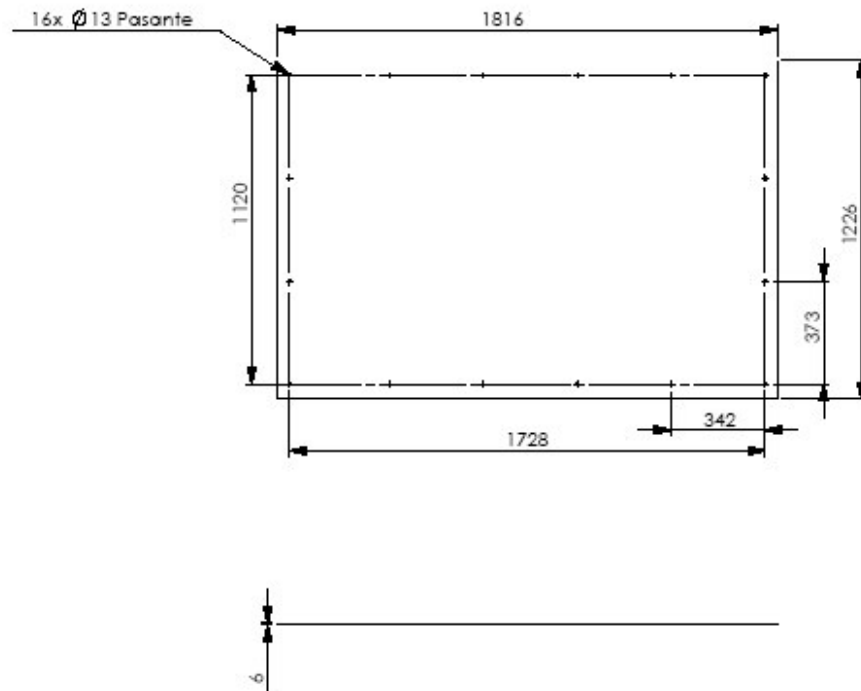
Anexo A. Planos del intercambiador de calor.




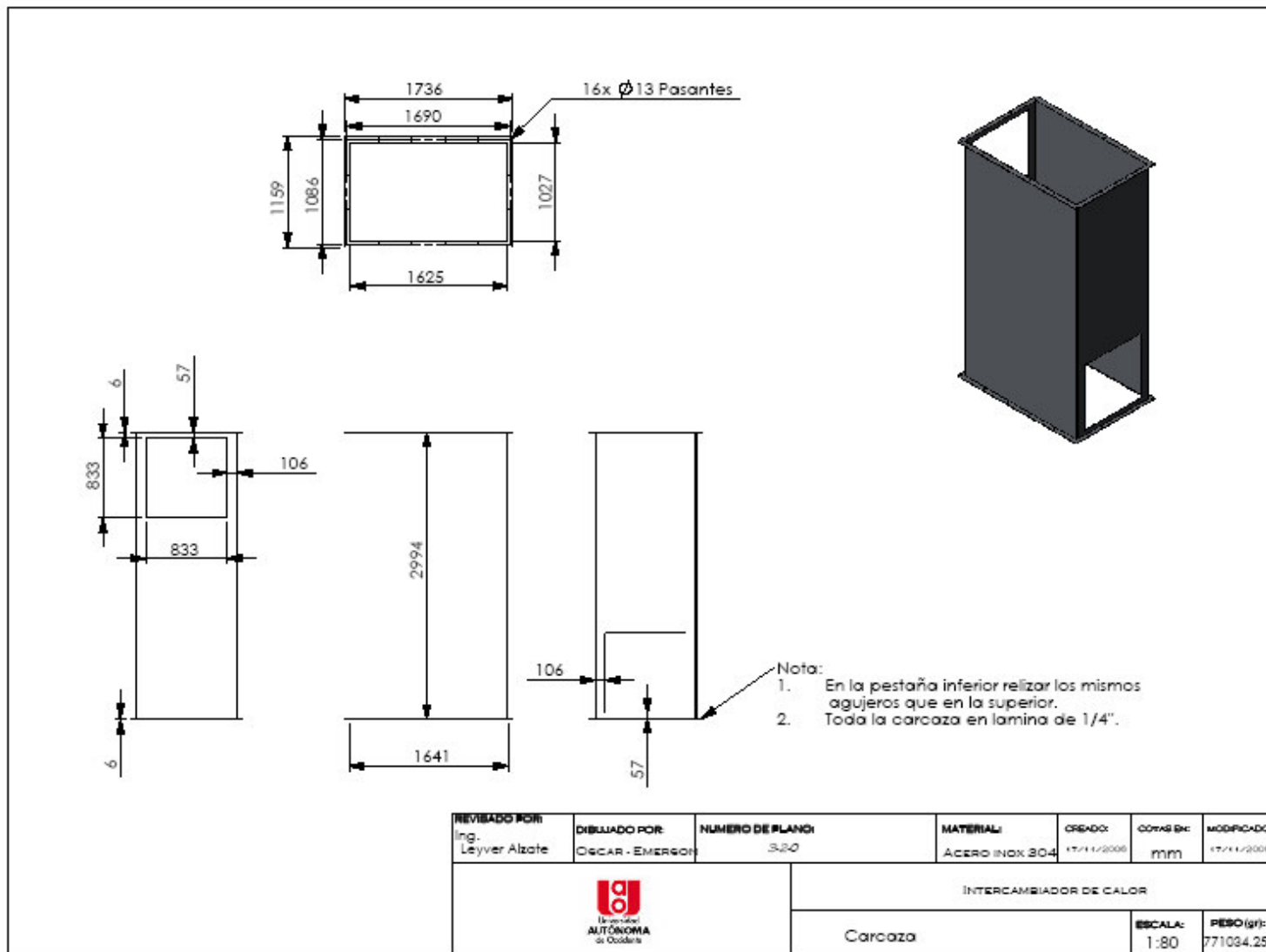


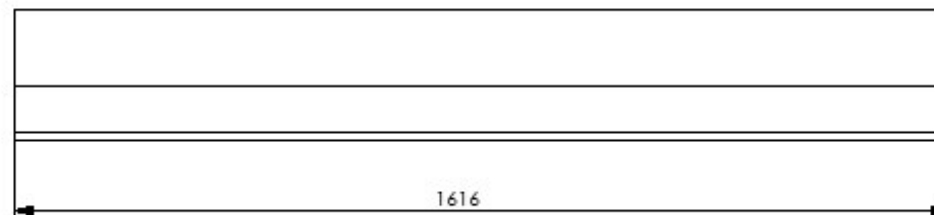
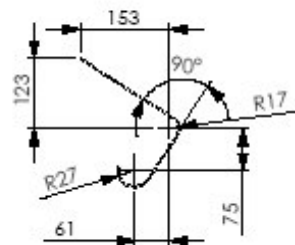
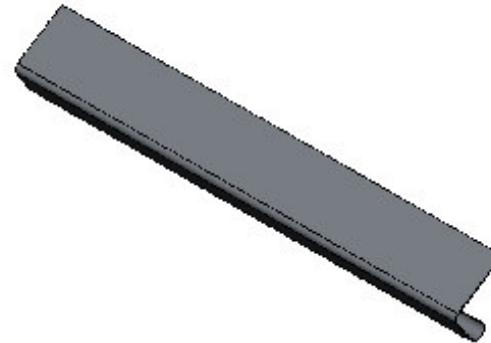







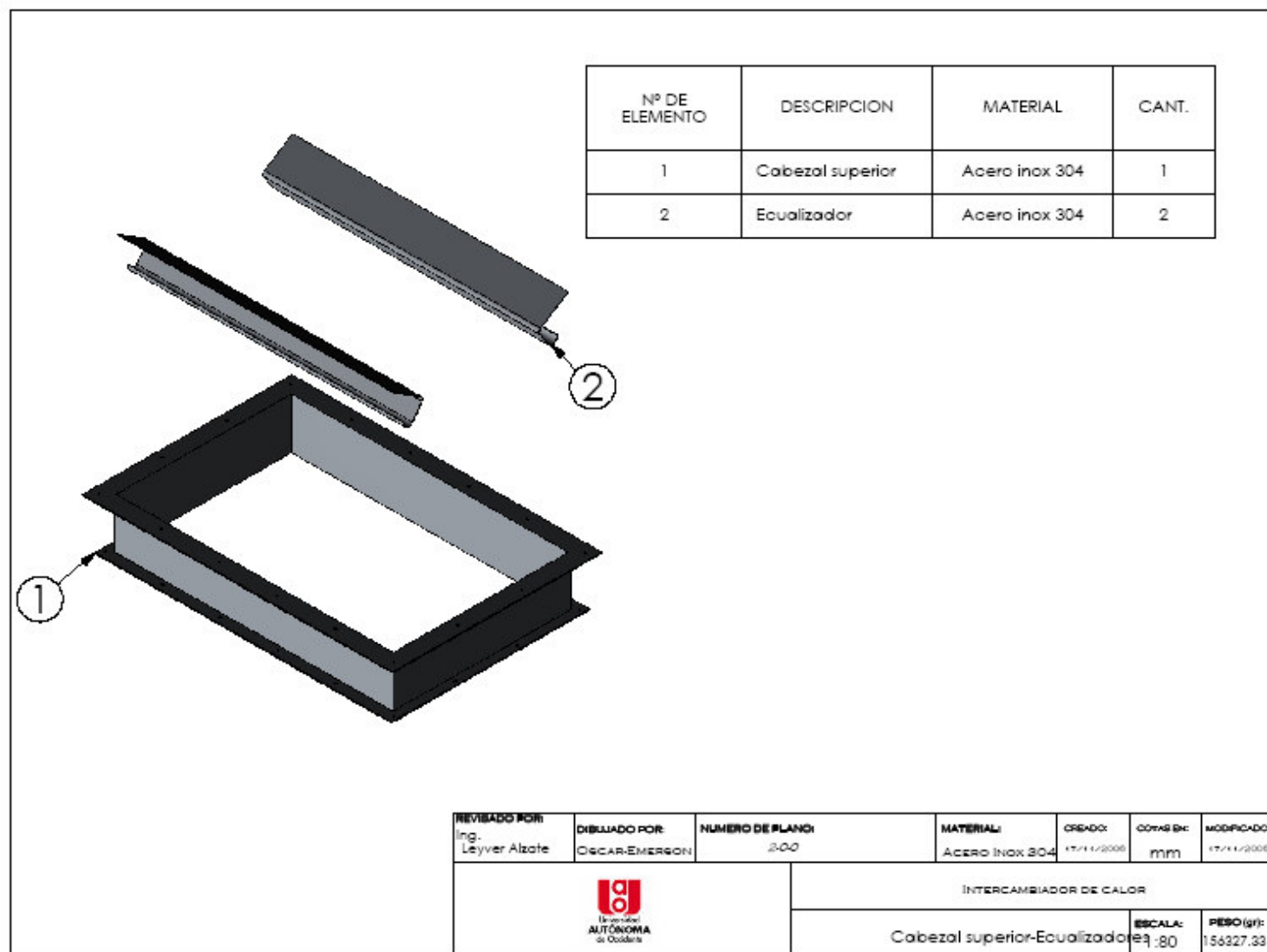
REVISADO POR: Ing. Leyver Alzate	DISEÑADO POR: EMERSON-OSCAR	NÚMERO DE PLANO: 1-00	MATERIAL: ACERO INOX 304	CREADO: 17/11/2006	CÓDIGO DE: mm	MODIFICADO: 17/11/2006
			INTERCAMBIADOR DE CALOR			
			Tapa cabezal superior		ESCALA: 1:80	PESO (gr): 112978.25

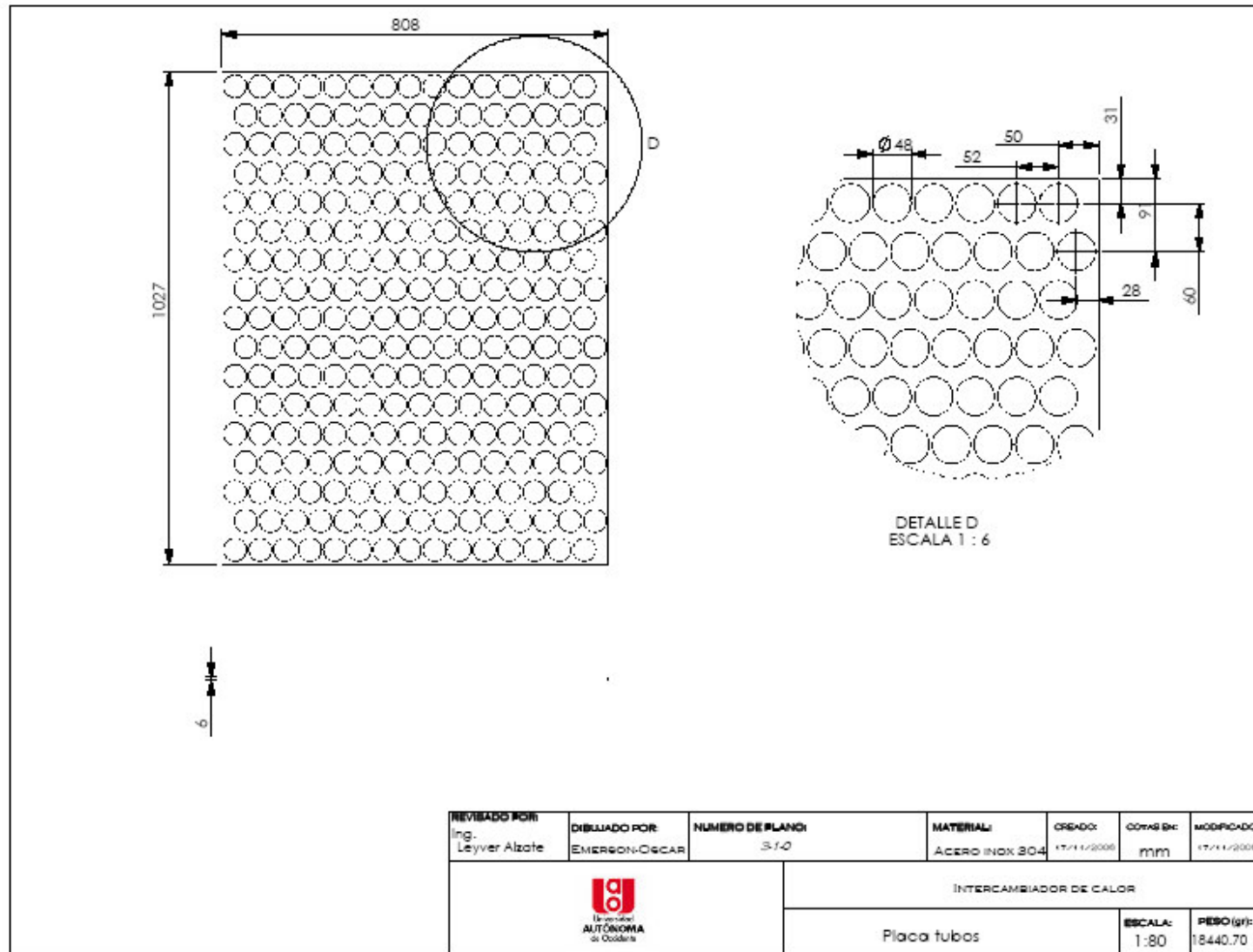


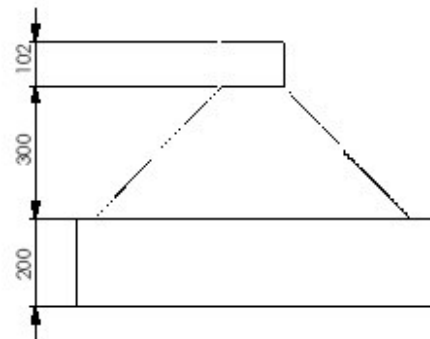
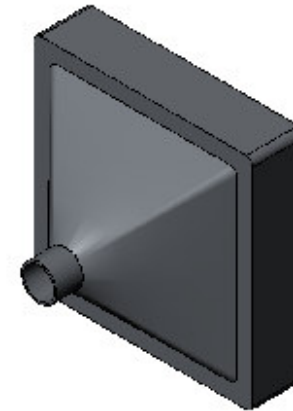
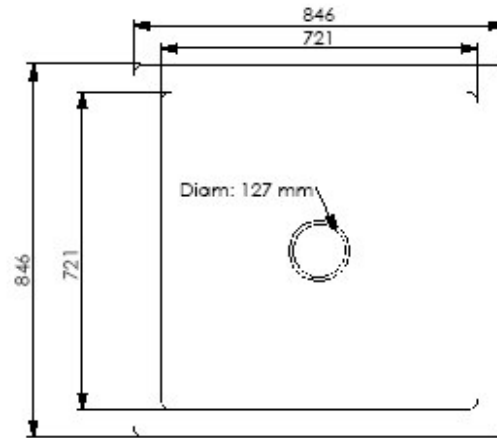


Nota:
Lamina de 1/8"

REVISADO POR: Ing. Leyver Alzate	DISEÑADO POR: OSCAR EMERSON	NUMERO DE PLANO: 220	MATERIAL: ACERO INOX 304	CREADO: 17/11/2008	COTAS EN: mm	MODIFICADO: 17/11/2008
			INTERCAMBIADOR DE CALOR			
			Equalizador		ESCALA: 1:80	PESO (gr): 16415.12





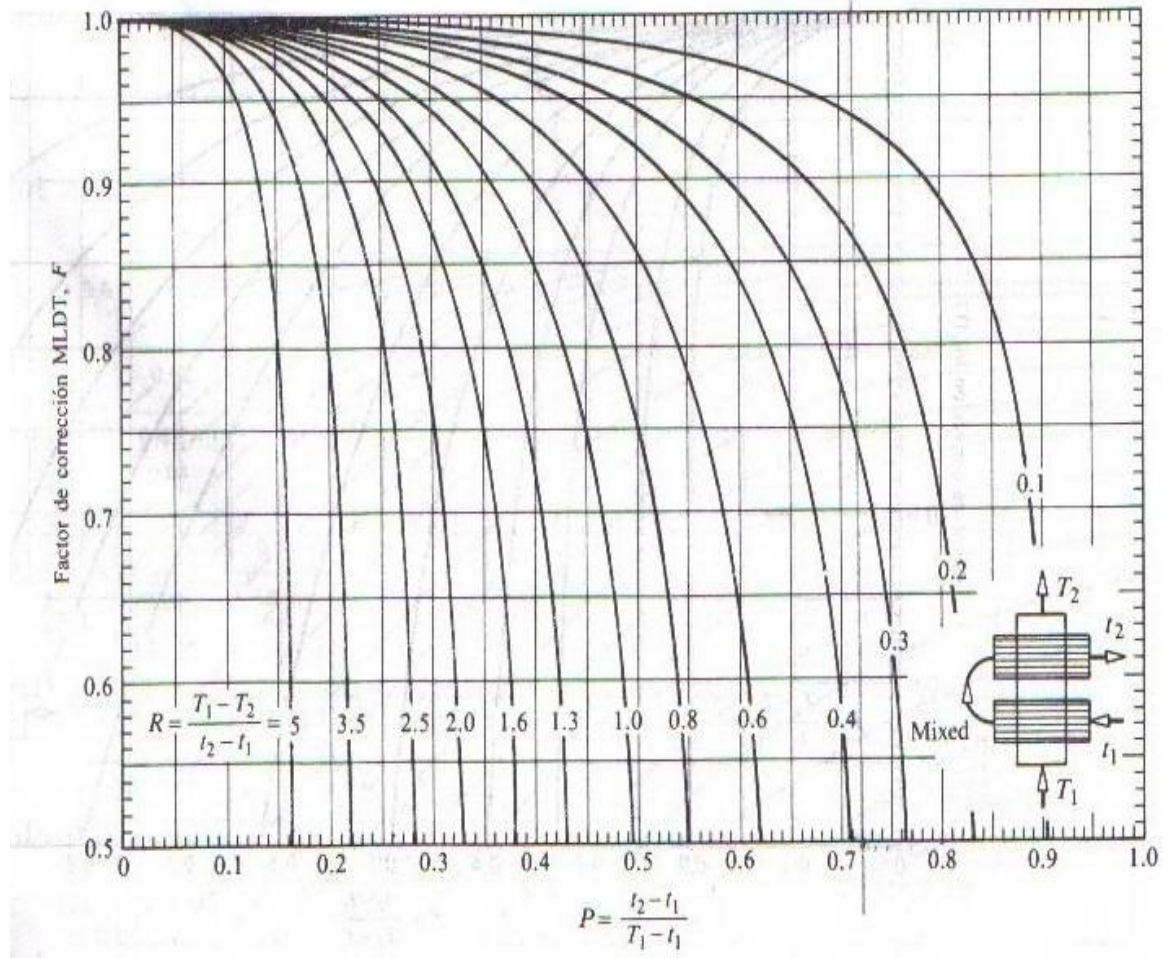


Nota:

Espesor de la lamina 1/4"

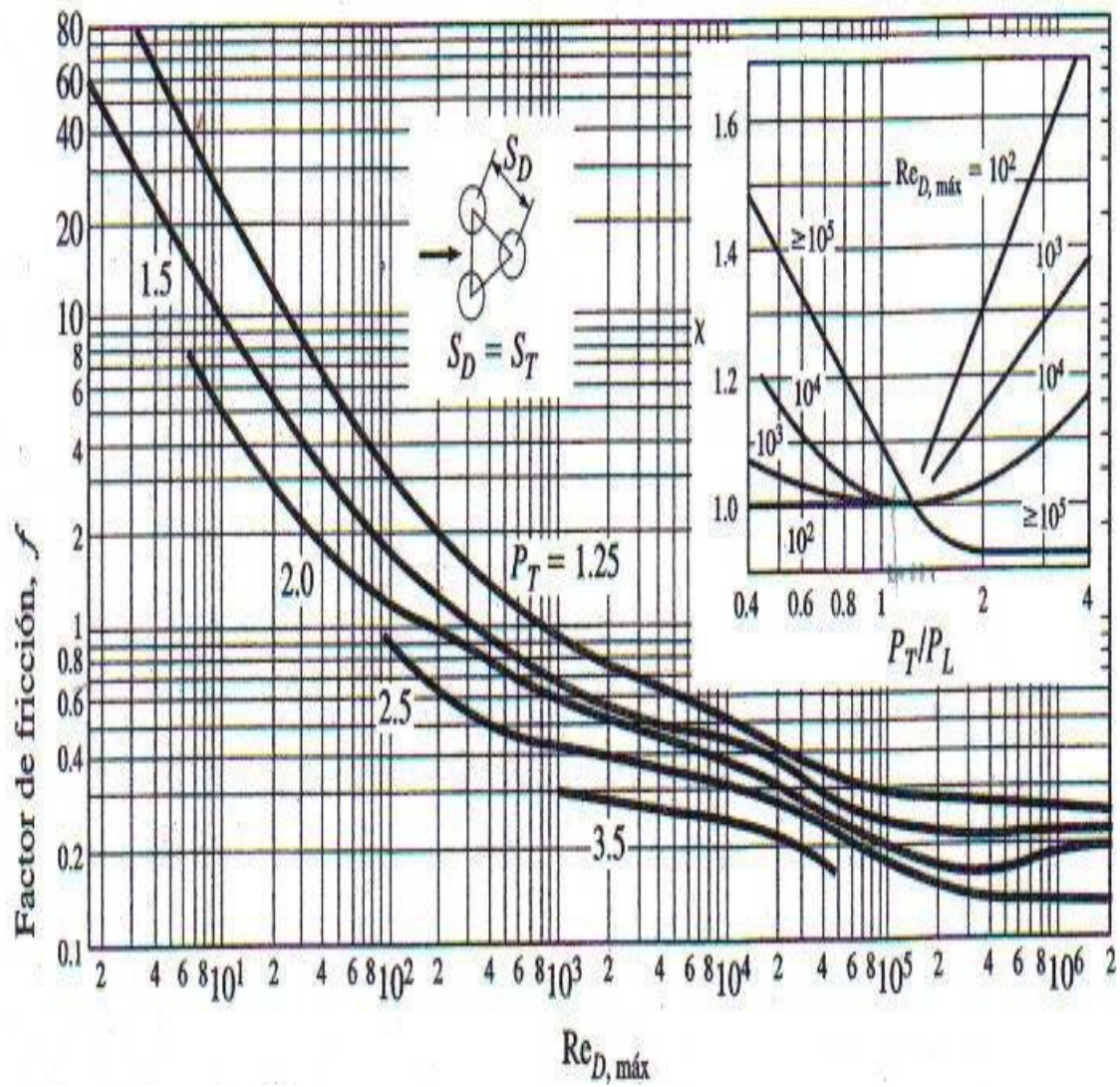
REVISADO POR: Ing. Leyvier Alzate	DISEÑADO POR: EMERSON-OSCAR	NUMERO DE PLANO: 330	MATERIAL: ACERO INOX 304	CREADO: 17/11/2008	CORRIGIR: mm	MODIFICADO: 17/11/2008
			INTERCAMBIADOR DE CALOR			
			Tolva		ESCALA: 1:80	PESO (gr): 81550.76

Anexo B. Factor de corrección según método DTML para un intercambiador de calor de flujo cruzado de dos pasos por tubos (sin mezclar) y un paso por coraza (mezclado)¹⁹



¹⁹ MILLS, Anthony F. Op cit. 912 p.

Anexo C. Factor de fricción f y factor de corrección χ para bancos de tubos²⁰



²⁰ CENGEL, Yunus A. Op cit. 393 p.

Anexo D. Tablas de conversión²¹

Temperatura	0.555 K/°R $T[°R] = T[°F] + 459.67$	$T[K] = T[°C] + 273.15$
Longitud	0.3048 m/pie 2.54 cm/pulgada	1609 m/mi
Velocidad	0.3048 (m/s)(pie/s) 0.4470 (m/s)(mph)	0.2778 (m/s)(km/h) 1.6093 (km/h)/(mph)
Volumen	2.832×10^{-2} m ³ /pie ³ 3.785×10^{-3} m ³ /gal 42 gal/bbl (aceite)	10 ⁻³ m ³ /litro 4.545×10^{-3} m ³ /galón imperial
Masa	0.4536 kg/lb	14.59 kg/slug
Fuerza	4.448 N/lb _f	10 ⁻⁵ N/dina
Esfuerzo	47.88 (N/m ²)(lb _f /pie ²) 6895 (N/m ²)psi	10 ⁻¹ (N/m ²)(dina/cm ²)
Presión	6895 Pa/psi 1.0133×10^5 Pa/atm 760 torr/atm	10 ⁵ Pa/bar 133.3 Pa/torr
Energía, trabajo	1055 J/Btu 4187 J/kcal ^a 1.6021×10^{-19} J/ev	10 ⁻⁷ J/erg 1.356 J/pie lb _f
Potencia	0.2931 W/(Btu/hr)	0.7457 kW/hp
Flujo de calor por unidad de área	$3.155(W/m^2)(Btu/pie^2 \text{ hr})$	$4.187 \times 10^4 (W/m^2)/(cal/cm^2s)$
Coefficiente de transferencia de calor	5.678 $(W/m^2 K)(Btu/pie^2 \text{ hr } °F)$	4.187×10^4 $(W/m^2 K)/(cal/cm^2s °C)$
Flujo de masa por unidad de área	1.3563×10^{-3} $(kg/m^2s)(lb/pie^2hr)$	$10^{-1}(kg/m^2)/(g/cm^2s)$
Flujo de moles por unidad de área	1.3563×10^{-3} $(kmol/m^2s)/(lb \text{ mole } pie^2 \text{ hr})$	10^{-1} $(kmol/m^2s)/(g \text{ mole } /cm^2s)$
Densidad	16.08 (kg/m ³)(lb/pie ³) 515.3 (kg/m ³)(slug/pie ³)	10 ³ (kg/m ³)(g/cm ³)
Entalpia	2326 (J/kg)/(Btu/lb)	4187 (J/kg)/(cal/g)
Calor específico	4187 (J/kg K)/(Btu/lb °F)	4187 (J/kg K)/(cal/g °C)
Viscosidad dinámica	47.88 (kg/m s)(lb _f s/pie ²) 10 ⁻³ (kg/m s)/cp	10 ⁻¹ (kg/m s)/poise 1 (kg/m s)/(kg/m s)
Difusividad	2.581×10^{-5} (m ² s)(pie ² /hr)	10 ⁻⁴ (m ² /s)/(cm ² /s)
Conductividad térmica	1.731 (W/m K)/(Btu/hr pie°F)	418.7 (W/m K)/(cal/s cm °C)

²¹ MILLS, Anthony F. Op cit. 898 p.

Anexo E. Unidades secundarias del sistema internacional²²

Magnitud	Nombre	Símbolo	Definición
Frecuencia	hertz	Hz	s^{-1}
Fuerza	newton	N	$kg\ m/s^2$
Presión, esfuerzo	pascal	Pa	N/m^2
Energía, trabajo	joule	J	$N\ m$
Potencia	watt	W	J/s
Carga eléctrica, cantidad de electricidad	coulomb	C	$A\ s$
Potencial eléctrico, fuerza eletromotriz	volt	V	J/C
Capacitancia eléctrica	farad	F	C/V
Resistencia eléctrica	ohm	Ω	V/A
Conductancia eléctrica	siemens	S	Ω^{-1}
Flujo magnético	weber	Wb	$V\ s$
Densidad de flujo magnético	tesla	T	Wb/m^2
Inductancia	henry	H	Wb/A
Flujo luminoso	lumen	lm	$cd\ sr$
Iluminancia	lux	lx	lm/m^2
Temperatura Celsius	grado Celsius	$^{\circ}C$	$1^{\circ}C = 1\ K^a$

²² Ibíd., 896 p.

Anexo F. Dimensiones de tuberías comerciales [mm] (norma ASA)²³

Tamaño nominal de la		Cédula					
tubería (\simeq D.I., pulgadas)		5	10	40	80	160	Extra fuerte
$\frac{1}{4}$	D.E.	13.716	13.716	13.716	13.716		
	Pared	1.245	1.651	2.235	3.023		
	D.I.	11.227	10.414	9.246	7.671		
$\frac{3}{8}$	D.E.	17.145	17.145	17.145	17.145		
	Pared	1.245	1.651	2.311	3.200		
	D.I.	14.656	13.843	12.522	10.744		
$\frac{1}{2}$	D.E.	21.336	21.336	21.336	21.336	21.336	21.336
	Pared	1.651	2.108	2.769	3.734	4.750	7.468
	D.I.	18.034	17.120	15.799	13.868	11.836	6.401
$\frac{3}{4}$	D.E.	26.670	26.670	26.670	26.670	26.670	26.670
	Pared	1.651	2.108	2.870	3.912	5.534	7.823
	D.I.	23.368	22.454	20.930	18.847	15.596	11.024
1	D.E.	33.401	33.401	33.401	33.401	33.401	33.401
	Pared	1.651	2.769	3.378	4.547	6.350	9.093
	D.I.	30.099	27.864	26.645	24.308	20.701	15.215
$1\frac{1}{2}$	D.E.	48.260	48.260	48.260	48.260	48.260	48.260
	Pared	1.651	2.769	3.683	5.080	7.137	10.160
	D.I.	44.958	42.723	40.894	38.100	33.985	27.940
2	D.E.	60.325	60.325	60.325	60.325	60.325	60.325
	Pared	1.651	2.769	3.912	5.537	8.712	11.074
	D.I.	57.023	54.788	52.502	49.251	42.901	38.176
3	D.E.			88.900	88.900	88.900	88.900
	Pared			5.486	7.62	11.125	15.240
	D.I.			77.927	73.660	66.650	58.420
4	D.E.			114.300	114.300	114.300	114.300
	Pared			6.020	8.560	13.487	17.120
	D.I.			102.260	97.180	87.325	80.061
5	D.E.			141.300	141.300	141.300	141.300
	Pared			6.553	9.525	15.875	19.050
	D.I.			128.194	122.250	109.550	103.200
6	D.E.			168.275	168.275	168.275	168.275
	Pared			7.150	10.973	18.237	21.946
	D.I.			153.975	146.329	131.801	124.384
8	D.E.			219.075	219.075		
	Pared			8.179	12.700		
	D.I.			202.717	193.675		
10	D.E.			273.050	273.050		
	Pared			9.271	15.062		
	D.I.			254.508	242.926		
12	D.E.			323.850	323.850		
	Pared			10.312	17.450		
	D.I.			303.255	288.950		

²³ Ibíd., 889 p.

Anexo G. Propiedades térmicas del agua²⁴

Líquido saturado (Punto de fusión) (Punto de ebullición) (Calor latente en el PE)	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^4$ kg/m s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	Pr
Agua	275	0.556	1000	4217	17.00	1.70	12.9
(PF 273 K)	280	0.568	1000	4203	14.50	1.45	10.7
(PE 373 K)	285	0.580	1000	4192	12.50	1.25	9.0
(2.26×10^6 J/kg)	290	0.591	999	4186	11.00	1.10	7.8
	295	0.602	998	4181	9.68	0.97	6.7
	300	0.611	996	4178	8.67	0.87	5.9
	310	0.628	993	4174	6.95	0.70	4.6
	320	0.641	989	4174	5.84	0.59	3.8
	330	0.652	985	4178	4.92	0.50	3.2
	340	0.661	980	4184	4.31	0.44	2.7
	350	0.669	973	4190	3.79	0.39	2.4
	360	0.676	967	4200	3.29	0.34	2.0
	370	0.680	960	4209	2.95	0.31	1.81
	373.15	0.681	958	4212	2.85	0.30	1.76
	380	0.683	953	4220	2.67	0.28	1.65
	390	0.684	945	4234	2.44	0.26	1.51
	400	0.685	937	4250	2.25	0.24	1.40
	420	0.684	919	4290	1.93	0.21	1.21
	440	0.679	899	4340	1.71	0.19	1.09
	460	0.670	879	4400	1.49	0.17	0.98
	480	0.657	857	4490	1.37	0.16	0.94
	500	0.638	837	4600	1.26	0.15	0.91
	520	0.607	820	4770	1.15	0.14	0.90
	540	0.577	806	5010	1.05	0.13	0.91
	560	0.547	796	5310	0.955	0.12	0.93
	580	0.516	787	5590	0.866	0.11	0.94

²⁴ Ibíd., 873 p.

Anexo H. Propiedades térmicas de algunos componentes del humo²⁵

Líquido saturado (Punto de fusión) (Punto de ebullición) (Calor latente en el PE)	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^4$ kg/m s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	Pr
Nitrógeno	70	0.151	841	2025	2.17	0.258	2.91
(PF 63.3 K)	77.4	0.137	809	2060	1.62	0.200	2.43
(PE 77.4 K)	80	0.132	796	2070	1.48	0.186	2.32
(0.200×10^6 J/kg)	90	0.114	746	2130	1.10	0.147	2.05
	100	0.097	689	2310	0.87	0.126	2.07
	110	0.080	620	2710	0.71	0.115	2.42
	120	0.063	525	4350	0.48	0.091	3.30
Oxígeno	60	0.19	1280	1660	5.89	0.46	5.1
(PF 55 K)	70	0.17	1220	1666	3.78	0.31	3.7
(PE 90 K)	80	0.16	1190	1679	2.50	0.21	2.6
(0.213×10^6 J/kg)	90	0.15	1140	1694	1.60	0.14	1.8
	100	0.14	1110	1717	1.22	0.11	1.50
	230	0.132	1040	1380	6210	597	6490
	250	0.131	1030	1460	686	66.6	765
	300	0.129	995	1640	63.8	6.41	81.1
	350	0.125	960	1820	21.5	2.24	31.3
	400	0.120	924	1990	10.8	1.17	17.9
	450	0.115	888	2160	6.62	0.745	12.4
	500	0.108	849	2320	4.59	0.541	9.86
	550	0.100	808	2470	3.47	0.429	8.57
Bióxido de carbono	220	0.080	1170	1850	1.39	0.119	3.22
(subl. a 195 K)	230	0.096	1130	1900	1.33	0.118	2.64
(0.57×10^6 J/kg)	240	0.1095	1090	1950	1.28	0.117	2.27
	250	0.1145	1045	2000	1.21	0.1155	2.11
	260	0.113	1000	2100	1.14	0.1135	2.11
	270	0.1075	945	2400	1.04	0.1105	2.33
	280	0.100	885	2850	0.925	0.1045	2.64
	290	0.090	805	4500	0.657	0.094	3.78
	300	0.076	670	11000	0.549	0.082	7.95

²⁵ Ibíd., 874 p.

Anexo I. Propiedades térmicas de algunos componentes del humo²⁶

Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^6$ ^b kg/m s	$\nu \times 10^6$ ^b m ² /s	Pr
Oxígeno (PE 90.2 K)	150	0.0148	2.60	890	11.4	4.39	0.69
	200	0.0192	1.949	900	14.7	7.55	0.69
	250	0.0234	1.559	910	17.8	11.4	0.69
	300	0.0274	1.299	920	20.6	15.8	0.69
	400	0.0348	0.975	945	25.4	26.1	0.69
	500	0.042	0.780	970	29.9	38.3	0.69
	600	0.049	0.650	1000	33.9	52.5	0.69
	800	0.062	0.487	1050	41.1	84.5	0.70
	1000	0.074	0.390	1085	47.6	122.0	0.70
	1500	0.101	0.260	1140	62.1	239	0.70
	2000	0.126	0.195	1180	74.9	384	0.70
Vapor saturado (presión distinta de 1 atm)	273.15	0.0182	0.0048	1850	7.94	1655	0.81
	280	0.0186	0.0076	1850	8.29	1091	0.83
	290	0.0192	0.0142	1860	8.69	612	0.84
	300	0.0198	0.0255	1870	9.09	356.5	0.86
	310	0.0204	0.0436	1890	9.49	217.7	0.88
	320	0.0210	0.0715	1890	9.89	138.3	0.89
	330	0.0217	0.1135	1910	10.3	90.7	0.91
	340	0.0223	0.1741	1930	10.7	61.4	0.92
	350	0.0230	0.2600	1950	11.1	42.6	0.94
	360	0.0237	0.3783	1980	11.5	30.4	0.96
	370	0.0246	0.5375	2020	11.9	22.1	0.98
	373.15	0.0248	0.5977	2020	12.0	20.1	0.98
	380	0.0254	0.7479	2057	12.3	16.4	1.00
Vapor sobrecalentado (PE 373.2 K)	400	0.0277	0.555	1900	14.0	25.2	0.96
	500	0.0365	0.441	1947	17.7	40.1	0.94
	600	0.046	0.366	2003	21.4	58.5	0.93
	800	0.066	0.275	2130	28.1	102.3	0.91
	1000	0.088	0.220	2267	34.3	155.8	0.88
	1500	0.148	0.146	2594	49.1	336.0	0.86
	2000	0.206	0.109	2832	62.7	575.0	0.86

²⁶ Ibíd., 871 p.

Anexo J. Propiedades térmicas de algunos componentes del humo²⁷

Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^{6b}$ kg/m s	$\nu \times 10^{6b}$ m ² /s	Pr
Hidrógeno (PE 20.3 K)	20	0.0158	1.219	10400	1.08	0.893	0.72
	40	0.0302	0.6094	10300	2.06	3.38	0.70
	60	0.0451	0.4062	10660	2.87	7.06	0.68
	80	0.0621	0.3047	11790	3.57	11.7	0.68
	100	0.0805	0.2437	13320	4.21	17.3	0.70
	150	0.125	0.1625	16170	5.60	34.4	0.73
	200	0.158	0.1219	15910	6.81	55.8	0.68
	250	0.181	0.0975	15250	7.91	81.1	0.67
	300	0.198	0.0812	14780	8.93	109.9	0.67
	400	0.227	0.0609	14400	10.8	177.6	0.69
	500	0.259	0.0487	14350	12.6	258.1	0.70
	600	0.299	0.0406	14400	14.3	350.9	0.69
	800	0.385	0.0305	14530	17.4	572.5	0.66
	1000	0.423	0.0244	14760	20.5	841.2	0.72
	1500	0.587	0.0164	16000	25.6	1560	0.70
	2000	0.751	0.0123	17050	30.9	2510	0.70
Mercurio (PE 630 K)	650	0.0100	3.761	104	64.08	17.04	0.67
	700	0.0108	3.493	104	69.25	19.83	0.67
	800	0.0124	3.056	104	79.45	26.00	0.67
	900	0.0139	2.716	104	89.30	32.87	0.67
	1000	0.0154	2.445	104	98.67	40.36	0.67
	1200	0.0181	2.037	104	115.9	56.93	0.67
	1400	0.0206	1.746	104	132.1	75.68	0.67
	1600	0.0231	1.528	104	148.3	97.11	0.67
	1800	0.0258	1.358	104	165.1	121.5	0.67
	2000	0.0282	1.222	104	180.9	148.0	0.67
Nitrógeno (PE 77.4 K)	150	0.0157	2.276	1050	10.3	4.53	0.69
	200	0.0197	1.707	1045	13.1	7.65	0.69
	250	0.0234	1.366	1044	15.5	11.3	0.69
	300	0.0267	1.138	1043	17.7	15.5	0.69
	400	0.0326	0.854	1047	21.5	25.2	0.69
	500	0.0383	0.683	1057	25.1	36.7	0.69
	600	0.044	0.569	1075	28.3	49.7	0.69
	800	0.055	0.427	1123	34.2	80.0	0.70
	1000	0.066	0.341	1167	39.4	115.6	0.70
	1500	0.091	0.228	1244	51.5	226.0	0.70
	2000	0.114	0.171	1287	61.9	362.0	0.70

²⁷ Ibíd., 872 p.

Anexo K. Propiedades térmicas del aire²⁸

Gas	T K	k W/m K	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^6$ ^b kg/m s	$\nu \times 10^6$ ^b m ² /s	Pr
Aire (PE 82 K)	150	0.0158	2.355	1017	10.64	4.52	0.69
	200	0.0197	1.767	1009	13.59	7.69	0.69
	250	0.0235	1.413	1009	16.14	11.42	0.69
	260	0.0242	1.360	1009	16.63	12.23	0.69
	270	0.0249	1.311	1009	17.12	13.06	0.69
	280	0.0255	1.265	1008	17.60	13.91	0.69
	290	0.0261	1.220	1007	18.02	14.77	0.69
	300	0.0267	1.177	1005	18.43	15.66	0.69
	310	0.0274	1.141	1005	18.87	16.54	0.69
	320	0.0281	1.106	1006	19.29	17.44	0.69
	330	0.0287	1.073	1006	19.71	18.37	0.69
	340	0.0294	1.042	1007	20.13	19.32	0.69
	350	0.0300	1.012	1007	20.54	20.30	0.69
	360	0.0306	0.983	1007	20.94	21.30	0.69
	370	0.0313	0.956	1008	21.34	22.32	0.69
	380	0.0319	0.931	1008	21.75	23.36	0.69
	390	0.0325	0.906	1009	22.12	24.42	0.69
	400	0.0331	0.883	1009	22.52	25.50	0.69
	500	0.0389	0.706	1017	26.33	37.30	0.69
	600	0.0447	0.589	1038	29.74	50.50	0.69
	700	0.0503	0.507	1065	33.03	65.15	0.70
	800	0.0559	0.442	1089	35.89	81.20	0.70
	900	0.0616	0.392	1111	38.65	98.60	0.70
	1000	0.0672	0.354	1130	41.52	117.3	0.70
	1500	0.0926	0.235	1202	53.82	229.0	0.70
	2000	0.1149	0.176	1244	64.77	368.0	0.70

²⁸ Ibíd., 868 p.

Anexo L. Propiedades térmicas de los metales²⁹

Conductividad térmica "k" (W/m°K), a la temperatura de:								Propiedades a 20°C				
ELEMENTO	200°K	273°K	400°K	600°K	800°K	1000°K	1200°K	ρ Kg/m ³	c_p kJ/Kg°C	k W/m°K	$\alpha \times 10^6$ m ² /seg	T.fusión °K
Aluminio	237,0	236,0	240,0	232,0	220,0			2702	896	236,0	97,5	933
Antimonio	30,2	25,5	21,2	18,2	16,8			6684	208	24,6	17,7	904
Berilio	301,0	218,0	161,0	126,0	107,0	89,0	73,0	1850	1750	205,0	63,3	1550
Bismuto	9,7	8,2						9780	124	7,9	6,5	545
Boro	52,5	31,7	18,7	11,3	8,1	6,3	5,2	2500	1047	28,6	10,9	2573
Cadmio	99,3	97,5	94,7					8650	231	97,0	48,5	594
Cesio	36,8	36,1						1873	230	36,0	83,6	302
Cromo	111,0	94,8	87,3	80,5	71,3	65,3	62,4	7160	440	91,4	29,0	2118
Cobalto	122,0	104,0	84,8					8862	389	100,0	29,0	1765
Cobre	413,0	401,0	392,0	383,0	371,0	357,0	342,0	8933	383	399,0	116,6	1356
Germanio	96,8	66,7	43,2	27,3	19,8	17,4	17,4	5360	61,6			1211
Oro	327,0	318,0	312,0	304,0	292,0	278,0	262,0	19300	129	316,0	126,9	1336
Hafnio	24,4	23,3	22,3	21,3	20,8	20,7	20,9	13280	23,1			2495
Indio	89,7	83,7	74,5					7300	82,2			430
Iridio	153,0	148,0	144,0	138,0	132,0	126,0	120,0	22500	134	147,0	48,8	2716
Hierro	94,0	83,5	69,4	54,7	43,3	32,6	28,2	7870	452	81,1	22,8	1810
Plomo	36,6	35,5	33,8	31,2				11340	129	35,3	24,1	601
Litio	88,1	79,2	72,1					534	3391	77,4	42,7	454
Magnesio	159,0	157,0	153,0	149,0	146,0			1740	1017	156,0	88,2	923
Manganeso	7,2	7,7						7290	486	7,8	2,2	1517
Mercurio	28,9							13546				234
Molibdeno	143,0	139,0	134,0	126,0	118,0	112,0	105,0	10240	251	138,0	53,7	2883
Niquel	106,0	94,0	80,1	65,5	67,4	71,8	76,1	8900	446	91,0	22,9	1726
Niobio	52,6	53,3	55,2	58,2	61,3	64,4	67,5	8570	270	53,6	23,2	2741
Paladio	75,5	75,5	75,5	75,5	75,5	75,5		12020	247	75,5	25,4	1825
Platino	72,4	71,5	71,6	73,0	75,5	78,6	82,6	21450	133	71,4	25,0	2042
Potasio	104,0	104,0	52,0					860	741	103,0	161,6	337
Renio	51,0	48,6	46,1	44,2	44,1	44,6	45,7	21100	137	48,1	16,6	3453
Rodio	154,0	151,0	146,0	136,0	127,0	121,0	115,0	12450	248	150,0	48,6	2233
Rubidio	58,9	58,3						1530	348	58,2	109,3	312
Silicio	264,0	168,0	98,9	61,9	42,2	31,2	25,7	2330	703	153,0	93,4	1685
Plata	403,0	428,0	420,0	405,0	389,0	374,0	358,0	10500	234	427,0	173,8	1234
Sodio	138,0	135,0						971	1206	133,0	113,6	371
Tántalo	57,5	57,4	57,8	58,6	59,4	60,2	61,0	16600	138	57,5	25,1	3269
Estaño	73,3	68,2	62,2					5750	227	67,0	51,3	505
Titanio	24,5	22,4	20,4	19,4	19,7	20,7	22,0	4500	611	22,0	8,0	1953
Tungsteno	197,0	182,0	162,0	139,0	128,0	121,0	115,0	19300	134	179,0	69,2	3653
Uranio	25,1	27,0	29,6	34,0	38,8	43,9	49,0	19070	113	27,4	12,7	1407
Vanadio	31,5	31,3	32,1	34,2	36,3	38,6	41,2	6100	502	31,4	10,3	2192
Cinc	123,0	122,0	116,0	105,0				7140	385	121,0	44,0	693
Circonio	25,2	23,2	21,6	20,7	21,6	23,7	25,7	6570	272	22,8	12,8	2125

²⁹ Combustión unidad XII. [en línea]. Buenos Aires: BRIZUELA E, J. C, 2001. [consultado 28 de mayo, 2005]. Disponible en Internet: <http://www.fiuba.ar/materias/6731/Tablas/Tabla4.pdf>